

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem**

The Design of the Cogeneration Unit with a Reciprocating Piston  
Internal Combustion Engine

Študent:

Bc. Michal Černák

Vedúci práce:

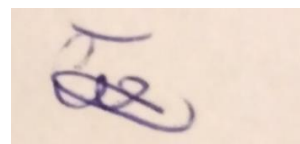
doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2020

Prehlasujem,že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Starej Turej: 10. 5. 2020



.....  
Podpis autora práce

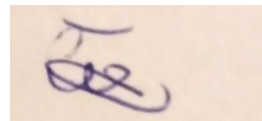
Meno a priezvisko autora práce: Bc. Michal Černák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Štúrová ul.687/44, 916 01 Stará Turá, Slovenská Republika

Čestné prehlásenie študenta:

Týmto prehlasujem, že som celú diplomovú prácu vrátane príloh vypracoval samostatne a uviedol som všetky použité podklady a literatúru.

V Starej Turej dňa 10. 5. 2020



.....

Podpis študenta

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Černák**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**  
Téma: **Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem**  
**The Design of the Cogeneration Unit with a Reciprocating Piston**  
**Internal Combustion Engine**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem o výkonem 200 kW.

Práce bude obsahovat:

1. Výpočet parametrů kogenerační jednotky pro zvolený typ motoru a zadaný elektrický výkon.
2. Návrh konstrukčního řešení kogenerační jednotky s ohledem na zadané parametry.
3. Vyhodnocení nákladů na údržbu za dobu životnosti jednotky.
4. Návrh výměníků voda-voda a spaliny-voda.
5. Konstrukční výkres výměníků spaliny-voda.

### Seznam doporučené odborné literatury:

VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.

FERENC, Bohumil. Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva. Praha: Computer Press, 2004. ISBN 80-251-0207-6.

HROMÁDKO, Jan. Speciální spalovací motory a alternativní pohony: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol. Praha: Grada Publishing, 2012. ISBN 978-80-247-4455-1.

KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Kogenerační jednotky - zřizování a provoz. Praha: Gas, 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.

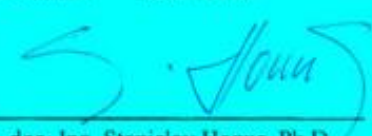
KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Mika, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 18.05.2020

  
doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## ANOTÁCIA DIPLOMOVEJ PRÁCE

Černák, M. Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem s výkonom 200kW. Ostrava : VŠB –Technická univerzita Ostrava, 2019,

Diplomová práca sa zabyva návrhom a aplikáciou kogeneračnej jednotky s piestovým spaľovacím motorom na zemný plyn.

V úvode práce je vysvetlený pojem kogenerácia a jej význam pri výrobe elektrickej energie a tepla, popísané sú základné typy používaných kogeneračných zariadení.

Ďalšia časť sa už venuje samotnému návrhu kogeneračnej jednotky pre zvolenú aplikáciu.

Výpočtová časť zahŕňa výpočet idealizovaného obehu spaľovacieho motora, návrh teplosmerných ploch výmenníkov a na záver ekonomické zhodnotenie danej varianty a zhodnotenie nákladov na údržbu za dobu životnosti jednotky.

Grafická časť obsahuje výkres výmenníka Spaliny-Voda na využitie odpadného tepla z motora a ich konštrukčné usporiadanie.

**Kľúčové slová:** kogenerační jednotka , kogenerace , tepelná bilance motoru , spalovací motor, tepelný výmenník spaliny-voda, tepelný výmenník voda-voda

## ANOTATION OF THESIS

Černák, M. The Design of the Cogeneration Unit with a Reciprocating Piston Internal Combustion Engine, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2019,

The thesis deals with a design and application of cogeneration unit with piston combustion engine, fueled with natural gas. Heat recovery from combustion gas and cooling roller is secured currency by the help of two heat exchanger.

The introduction is devoted explication idea of cogeneration, meaning at generation electricity and heat, described are standart types of used cogeneration arrangement.

Next part deal with engaged proposal cogeneration unit foor choosed .

Computational part includes calculation of idealized ciculation of the combustion engine, proposal surfaces of heat exchangers,and at the end economic estimation of using variant.

Grafic part includes drawing of both exchangers of heat recorvery from engine and their constructional ordering.

**Keywords:** cogeneration unit, cogeneration, thermal balance of the engine,combustion engine, combustion engine, heat exchngr combustion gases – water ,heat exchanger water - water

## Obsah:

Zoznam skratiek a použitých symbolov.....	7
1. Úvod.....	9
2. Kombinovaná výroba energii, Elektrická a tepelná energia.....	10
3. Kogenerácia.....	10
3.1 Výhody kogenerácie.....	12
3.2 Nevýhody kogenerácie.....	12
3.3 Oblasť využitia kogenerácie.....	13
3.4 Trigenerácia.....	15
4. Kogeneračná jednotka.....	16
4.1 Rozdelenie kogeneračných technológií.....	17
4.2.1 Kogeneračná jednotka s parnou turbínou.....	18
4.2.2 Kogeneračná jednotka so spaľovaciu turbínou.....	19
4.2.3 Kogeneračná Jednotka so spalovacím motorom.....	20
4.3 Produkcia znečisťujúcich látok.....	22
5. Návrh kogeneračnej jednotky.....	24
5.1 Popis a skladba navrhovaného zariadenia.....	28
5.2 Zemný plyn.....	31
5.3 Stechiometrický výpočet spaľovania zemného plynu.....	31
5.4 Voľba motora kogeneračnej jednotky.....	36
5.5 Výpočet výkonu spaľovacieho motora.....	37
5.6 Návrh výmenníku Spaliny-Voda.....	54
5.7 Návrh Výmenníku Voda-Voda.....	63
5.8 Konštrukčné usporiadanie kogeneračnej jednotky.....	70
6. Ekonomický rozbor a vyhodnotenie.....	72
7. Záver.....	77
8. Zoznam použitej Literatúry:.....	78
9. Zoznam príloh.....	79

## Zoznam skratiek a symbolov

$V_{O_2,t}$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	teoretické množstvo kyslíku
$V_{vz,t}$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	teoretické množstvo spaľovacieho vzduchu
$V_{vz,sk}$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	skutočné množstvo spaľovacieho vzduchu
$V_{sp,t}^s$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	teoretické množstvo suchých spalín
$V_{sp,sk}^s$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	skutočné množstvo suchých spalín
$V_{sp,t}^v$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	teoretické množstvo vlhkých spalín
$V_{sp,sk}^v$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	skutočné množstvo vlhkých spalín
$\omega$	$[\%]$	koncentrácia spalín
$V_z$	$[m^3]$	zdvihový objem
$V_2$	$[m^3]$	objem škodlivého priestoru
$V_{pli}^+$	$[m_N^3/\text{cyklus}]$	teoretické množstvo plynu nasatého do valca
$V_{pl}^+$	$[m_N^3/\text{cyklus}]$	skutočné množstvo plynu nasatého do valca
$V_{pl}$	$[m_N^3 \cdot s^{-1}]$	množstvo paliva na jeden cyklus
$V_{pl,h}$	$[m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$	hodinová spotreba paliva
$V_{sp,c}$	$[m_N^3/\text{cyklus}]$	množstvo spalín za jeden cyklus
$V_1$	$[m^3]$	objem pracovného priestoru
$p_2$	$[MPa]$	tlak na konci kompresie
$T_2$	$[^\circ C]$	teplota na konci kompresie
$c_{v,1}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	merná tepelná kapacita pre teplotu 70°C
$c_{v,2}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	merná tepelná kapacita pre teplotu 360°C
$q_{12}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	teplo odvedené kompresiou
$A_{12}$	$[J/\text{cyklus}]$	práca cyklu pri polytropickej kompresii
$P_{12}$	$[W]$	kompresný príkon
$u_2$	$[kJ \cdot m_N^{-3}]$	merná vnútorná energia
$U_2$	$[kJ/\text{cyklus}]$	vnútorná energia
$Q_{23}$	$[kJ/\text{cyklus}]$	množstvo tepla pri izochorickom priebehu
$V_{sp,celkové}$	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	skutočné spaliny celkové
$Q_{chl34}$	$[kJ/\text{cyklus}]$	teplo odvedené chladením
$I$	$[kJ/\text{cyklus}]$	entalpia
$i_4$	$[kJ \cdot m_N^{-3}]$	merná entalpia
$A_{vn}$	$[J/\text{cyklus}]$	práca cyklu v jednom valci

$P_{in}$	[kW]	indukovaný výkon motora
$P_{sp}$	[kW]	spojkový výkon motora
$m_{plyn}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	spotreba plynu
$\mu_{pl}$	[m <sup>3</sup> .kWh <sup>-1</sup> ]	merná spotreba paliva
$\eta_{ti}$	[%]	účinnosť ideálneho motora
$\sigma$	[kW.dm <sup>-1</sup> ]	merný špecifický výkon
$p_{ef}$	[MPa]	stredný efektívny tlak
$P_{ol}$	[kW]	teplo odvedené olejom
$P_{vyf}$	[kW]	teplo odvedené vo výfukových plynoch
$P_z$	[kW]	tepelná strata
$\Delta t$	[°C]	rozdiel teplôt
$\nu$	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$Q_v$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	prietok vody
$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	prestup tepla
$k$	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	súčiniteľ prestupu tepla
$T_{jm}$	[hod]	počet hodín pri menovitom výkone
$P_{EE}$	[MWh/rok]	vyrobená elektrická energia počas prevádzky
$P_{TE}$	[MWh/rok]	vyrobené teplo v priebehu prevádzky
$cena_{ser,rok}$	[€/rok]	náklady na servis kogeneračnej jednotky
$cena_{ser,živ}$	[€]	náklady na servis za dobu životnosti jednotky
$m_{plyn,rok}$	[m <sup>3</sup> /rok]	ročná spotreba zemného plynu
$cena_{pal,rok}$	[€/rok]	ročné náklady za palivo
$EE$	[€/rok]	výnos za vyrobenú elektrickú energiu
$ZB_{cel}$	[€/rok]	výnos za zelený bonus
$TE$	[€/rok]	výnos za výrobu tepla
EBITDA	[€]	zisk pre započítaním daní a odpisov
EBIT	[€]	zisk pred započítaním úrokov a zdanenia
EBT	[€]	zisk pred zdanením



## 1. Úvod:

Potreba elektrickej a tepelnej energie je neoddeliteľnou súčasťou modernej spoločnosti a v dnešnej dobe si nevieme predstaviť život bez využívania rôznych druhov energií na uspokojenie každodenných potrieb.

V dôsledku prechodu od centralizovanej výroby energií ku decentralizovaným zdrojom sa do popredia dostávajú kogeneračné jednotky, ktoré fungujú ako spoľahlivý, pohotový zdroj s jednoduchou prevádzkou. Kogeneračné jednotky sa radia ku zdrojom vysokoúčinnnej výroby energie a ich inštaláciou dochádza k úspore paliva, a k ekologickejšej výrobe energii. Ako alternatívu k veľkým centralizovaným zdrojom, je možné použiť menšie decentralizované kogeneračné jednotky, čím sa zvyšuje spoľahlivosť dodávky energií. Uplatnenie nájdeme v priemyslových závodoch kde je možnosť využitia tepla v technologickom procese alebo občianskych budovách či komplexoch obytných budov.

V súčasnosti vynikajú hlavne jednotky so spaľovacími motormi, ktoré sa vyznačujú nižšou cenou ale majú väčšie náklady na údržbu.

V diplomovej práci bude riešená problematika návrhu vhodnej kogeneračnej jednotky s piestovým spaľovacím motorom s výkonom 200kWe. V úvode práce bude vysvetlený základný princíp kogeneračných jednotiek, a ich rozdelenie podľa technológie. Kogeneračnú jednotku pre zvolenú aplikáciu budem navrhovať z hľadiska funkčnosti a rentability. Práca bude obsahovať bilančný výpočet zvoleného spaľovacieho motora. Po konštrukčnej stránke budem navrhovať systém výmenníkov tepla pre využitie odpadového tepla z kogeneračnej jednotky. V závere práce bude vypočítaná prostá návratnosť vložených investícií a zhodnotenie či je vhodné navrhnutú kogeneračnú jednotku inštalovať do prevádzky.

## **2.Kombinovaná výroba energii, Elektrická a tepelná energia**

Kombinovaná výroba energii je spoločná-integrovaná produkcia konečných foriem energií. Produkcia energie znamená jej premenu z jednej formy energie na inú, ktorú užívateľ aktuálne požaduje. Najčastejšími formami koncových energií využívaných v spotrebe je elektrická a tepelná energia.

Elektrická a tepelná energia sú dva rôzne druhy energii, líšiac sa možnosťami použitia, nákladmi na produkciu a technickou náročnosťou ich produkcie.

Elektrická energia je považovaná za najkvalitnejšiu energiu, vďaka tomu, že ju môžeme s vysokou účinnosťou transformovať na iný druh energie, ako napríklad tepelnú alebo mechanickú energiu. K vyprodukovaniu elektrickej energie je v prvom rade potrebné vyrobiť ju pomocou mechanickej práce, ktorú získame uvoľnením tepelnej energie z primárnych energetických zdrojov v zložitých a finančne náročných elektrárenských zariadeniach. Táto premena sa uskutočňuje na základe platnosti II zákona termodynamiky, a to iba s určitou účinnosťou.

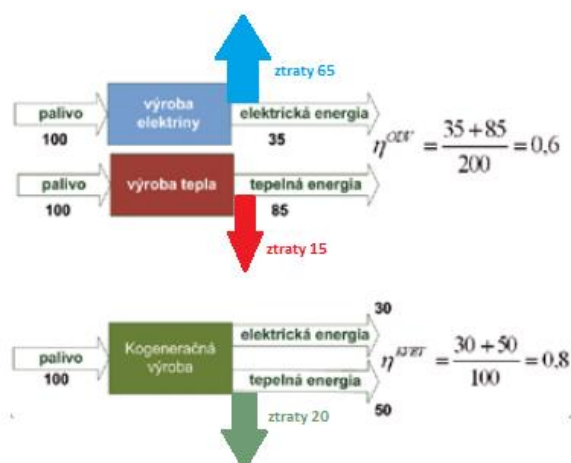
Tepelná energia je menej hodnotná energia, nakoľko jej transformácia na kvalitnejší druh energie je technicky náročná a možno ju uskutočniť iba čiastočne. Na druhej strane jej získanie z PEZ je technicky menej náročné a menej nákladné. Tento spôsob produkcie tepelnej energie sa preferuje k zabezpečeniu potrieb vykurovania a výroby teplej úžitkovej vody. Z ekonomického hľadiska je takéto zabezpečenie potrieb tepla opodstatnené, na druhej strane sa takto pripravíme o schopnosť uvoľnenou energiou z PEZ konať prácu a pomocou tejto práce produkovať najkvalitnejšiu všestranne využiteľnú elektrickú energiu.

Ideálne sa nám k tomuto ponúka kombinovaná výroba elektrickej a tepelnej energie, ktorá sa nazýva kogenerácia.

## **3.Kogenerácia**

Pojem kogenerácia označuje modernú technológiu kombinovanej výroby elektrickej energie a tepla. Proces transformácie energie z paliva je prevedený tak, že v prvom rade sa využije vysoko potenciálna tepelná energia (pracovná látka s vysokou teplotou) k vykonaniu práce a potom sa pracovná látka o nižšej teplote využije pre pokrytie potrieb tepla. Na rozdiel od klasických elektrární, v ktorých je odpadové teplo z výroby elektrickej energie vypúšťané do okolia, využije kogeneračná jednotka toto teplo na vykurovanie. Šetrí tak palivo i finančné prostriedky potrebné na jeho nákup. Dôležité je však uviesť, že odpadná tepelná energia má nízku exergiu, tzn. nemá schopnosť vykonávať prácu a jej využitie je len v určitej miere, ako je napr. vykurovacie obdobie. [1]

Kombinovaná výroba elektrickej a tepelnej energie môže vzhľadom na využívanie jedného primárneho zdroja vstupujúceho do transformačného reťazca výrazne prispieť k zvýšeniu účinnosti využívania primárnych zdrojov v porovnaní so samostatnou výrobou elektrickej a tepelnej energie, a to ako v centralizovaných, tak aj decentralizovaných systémoch zásobovania energiami. Táto skutočnosť je zrejmá z obr.1 , ktorý predstavuje porovnanie účinnosti samostatnej (oddelenej) produkcie energií s kombinovanou výrobou elektrickej a tepelnej energie. Účinnosť oddelenej výroby elektrickej energie sa odhaduje na 35 % a tepelnej energie na 85 %, pri oddelenej výrobe je aj vyšší objem strát z dôvodu, že sa elektrická energia a tepelná energia vyrába v dvoch rozličných zariadeniach. Za straty, ktoré sa odvádzajú do atmosféry považujeme spaliny vznikajúce pri výrobe. Zvýšenie účinnosti transformácie primárnych energetických zdrojov vedie vo svojej podstate i k obmedzeniu nepriaznivých dôsledkov využívania týchto zdrojov, ako je zníženie škodlivých emisií vznikajúcich pri transformácii PEZ do požadovaných foriem energii. [2]



Obrázok 1 Porovnanie účinnosti transformácie energie z PEZ

Pri vhodne navrhnutej konfigurácii a prevádzke kogeneračného systému môžu byť i náklady na prevádzku takéhoto energetického zdroja menšie ako pri oddelených systémoch výroby elektrickej energie a tepla, a taktiež sa ponúka široké uplatnenie kombinovanej výroby elektrickej a tepelnej energie pre rôzne aplikácie.[2] Z pohľadu využitia elektrického výkonu môžeme toto zariadenie použiť ako zdroj pre vlastnú spotrebu, pre spoluprácu so sieťou ,alebo ako záložný zdroj el. energie.

### 3.1 Výhody kogenerácie

Všeobecne sa dajú možné výhody kombinovanej výroby elektrickej a tepelnej energie charakterizovať nasledovne:

- spoločná produkcia tepelnej a elektrickej energie v kogeneračnom systéme, ktorá vedie k zvýšeniu účinnosti využitia primárneho paliva
- možnosť umiestnenia výroby požadovanej formy energie v blízkosti miesta energetického využitia, čo umožňuje znížiť straty vzniknuté diaľkovým prenosom a distribúciou energií ku konečnému spotrebiteľovi
- jednoduchá napojiteľnosť kogeneračného systému na existujúce a plánované technológie v rôznych aplikáciách priemyselného, komerčného a bytového sektora
- výrazné obmedzenie krytia požadovanej spotreby z neobnoviteľných energetických zdrojov a zvýšenie podielu zdrojov obnoviteľných
- obmedzenie znečistenia životného prostredia
- zvýšenie konkurencie medzi jednotlivými systémami energetického zásobovania
- Kogeneračné jednotky môžu využívať mnoho druhov palív cez zemný plyn, biomasu, uhlie, vykurovacie oleje až po rôzne druhy biopalív

### 3.2 Nevýhody kogenerácie

Medzi najvýraznejšie nevýhody patrí pomerne vysoká vstupná investícia, ktorú musí investor uhradiť jednorazovo. Vložené prostriedky investor získava späť vo forme úspor v počas prevádzky zariadenia. Pri vhodnom návrhu a prevádzkovaní kogeneračného systému, kedy je jeho potenciál využívaný naplno čo najdlhší čas, sa však investícia do kogenerácie môže vrátiť v horizonte piatich rokov. [2] Aby bola doba návratnosti čo najkratšia musí byť ročná doba využitia čo najväčšia. V opačnom prípade môže kogeneračná jednotka vykazovať finančnú stratu. Hodnotenie návratnosti je možné dostať porovnaním nákladnou na oddelenú výrobu elektriny a tepla a prevádzku kogeneračnej jednotky za dobu jej životnosti.

Medzi ďalšie nevýhody patrí:

- Vzájomná väzba pri výrobe tepla a elektrickej energie z toho plynúce komplikácie pri prevádzke zariadenia a jeho regulácie
- Vyššia hladina hluku a nutné protiopatrenia

### 3.3 Oblasť využitia kogenerácie

Využitie kogenerácie je široké a prináša efektívne zásobovanie v priemyselných odvetviach a bytových domoch, nemocniciach, kryté plavárňach, kúpeľoch alebo v prevádzkach ktoré vyžadujú celoročnú spotrebu tepla. Výkon kogeneračnej jednotky závisí na spotrebe tepla v danom objekte. Jednotka môže slúžiť ako základný zdroj tepla, špičky pokryje potom iný zdroj, ako je napríklad elektrický ohrievač. Ďalšou možnosťou je voľba výkonnejšej jednotky v kombinácii s akumuláciou tepla, kogeneračná jednotka sa uvedie do prevádzky, v dobe najvýhodnejšieho tarifu výkupu cien elektriny. Aby bola inštalácia čo najvýhodnejšia, je potrebné aby jej prevádzka bola v priebehu roka čo najviac hodín.

**Nemocnice-** Jedná sa o jednu z najvýhodnejších prevádzok kogeneračných jednotiek. V nemocniciach je zaručená skoro rovnomerná denná, mesačná ale aj celoročná spotreba tepla a elektrickej energie. V letných mesiacoch sa potreba tepla pre ohrev teplej úžitkovej vody skoro nelíši od zimných mesiacov, ale je tu vyššia potreba tepla pre vetranie a klimatizáciu. Na základe toho je možné prevádzkovať kogeneračnú jednotku na menovitom výkone čo najdlhšie v priebehu roka, čo skracuje dobu návratnosti investície.

**Bazény a rekreačné strediská** - Dopyt po oboch druhoch energií kolísava v rozmedzí 12-14 hodín denne v priebehu celého roka. Teplo sa využíva na ohrievanie vody v bazénoch vyhrievanie v saunách, vykurovanie, a iné technológie. Elektrická energia sa využíva pre vlastnú spotrebu k pohonu čerpadiel a ventilátorov, prevádzke športových a relaxačných strojov, osvetlenia. V bazénoch je možnosť využitia tepla v odchádzajúcej ohriatej vode s teplotou okolo 30°C k predohrevu novej vody, čo umožňuje zvýšiť celkovú energetickú účinnosť až na 90%.

**Obchodné domy** - Supermarkety, veľké obchodné domy apod. majú vysokú spotrebu tepla pre vykurovanie priestoru objektu a chladenie zároveň je vysoká potreba elektrickej energie behom dňa po dobu 10-12 hodín. Väčšiu časť spotreby možno priradiť elektrickým zariadením pre splnenie cieľov predaja ako je zaistenie jasného osvetlenia, uchovanie kvality potravín pomocou mrazákov a zaisteniu komfortu predaja – klimatizácia. Vlastné využitie vyrobenej elektrickej energie je výhodné a pre celoročnú prevádzku kogeneračnej jednotky sa pridaním absorpčného chladenia docieli získavanie chladu pre letné mesiace

**Priemyslové areály a podniky** - V priemyslovej sfére je využitie kogenerácie závislé na prevádzke jednotlivých podnikov. Dôležitým faktom je využitie tepla, a z hľadiska rentability zariadenia je určujúce aj spotrebovanie vyrobenej energie v priemyslovom areály. Najčastejšie sa teplo využíva pre podnikové technológie, ako

napr. pece. V prípade že výrobná technológia závodu využíva potrebu chladu ,môže sa pripojiť ku kogeneračnej jednotke absorpčný chladič, čím dôjde k zefektívneniu využitia zariadenia v priebehu roka. Zreteľ sa musí brať aj na pracovné zmeny, v dvojzmennej prevádzke sa zlepšia podmienky pre inštaláciu kogeneračnej jednotky, vďaka vyššej spotrebe TUV.V podnikoch s rozvodom tepla realizovaným v podobe teplej vody alebo pary, môže slúžiť vyrobené teplo z jednotky ako predohrev tejto vody prípadne pary.

**Čistiarne odpadových vôd** – V čistiarni odpadových vôd dochádza k vzniku vedľajšieho produktu technológie – kal , v dôsledku anaeróbných procesov vzniká kalový plyn , ktorý sa následne spaľuje v kogeneračných jednotkách. Spaľovaním získavame teplo ,ktoré poslúži k ohrievaniu nádrží s čistiarenským kalom , aby dochádzalo k lepšej fermentácii organických látok. Jedná sa teda o využitie odpadového produktu z technológie a jeho následné využitie pre prevádzku, čím sa šetrí energia, ktorá by sa inak musela odoberať zo siete.

**Poľnohospodárske podniky, bioplynové stanice** - Bioplynové stanice vyrábajú fermentáciou bioplyn z biologických odpadov ako je hnoj ,kyda atď. Tento plyn sa spaľuje v kogeneračnej jednotke a teplo sa spotrebováva pre ohrev fermentačných nádrží a vykurovanie podnikových budov. Elektrická energia sa zväčša predáva do siete, vďaka príspevku za kombinovanú výrobu elektrickej a tepelnej energie

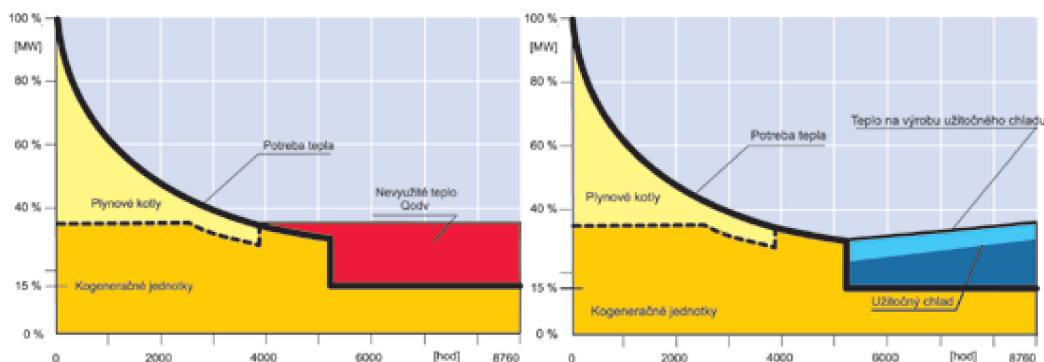
**Skládky komunálneho odpadu** – U skládok komunálneho odpadu dochádza tlením odpadu k vzniku skládkového plynu s pomerne dobrým energetickým potenciálom. Teplo zo spaľovania tohto plynu je buď využívané pre zlepšenie procesu tlenia alebo sa využíva pre vykurovanie ale ohrev TUV pre príslušné objekty. Vyrobená elektrická energia sa zväčša predáva do siete, vďaka príspevku za kombinovanú výrobu elektrickej a tepelnej energie pre spaľovanie skládkového plynu.

**Lokálne teplárne** – Kogeneračná jednotka je naprojektovaná pre pokrytie časti spotreby tepla v rozmedzí 30%-40% maximálnej spotreby, vyrobené teplo sa využije pre výrobu TUV a pre vykurovanie v mestských aglomeráciách. Nakoľko je elektrická energia využívaná iba pre prácu čerpadiel a podobných prvkov , dodáva sa nespotrebovaná energia do siete.

### 3.4 Trigenerácia

Ako už bolo spomenuté v mnohých prípadoch využitia kogenerácie, je nutné nie len vykurovať ale tiež chlaďť pre zníženie tepelnej záťaže oslnením prípadne vnútornými zdrojmi tepla. Zväčša je klimatizovanie priestoru zaistené chladením s kompresorovými jednotkami, ktoré sú vhodné predovšetkým pre potrebu chladu v celoročnej prevádzke. Toto chladenie je možné nahradiť chladením absorpčným, ktoré je poháňané tepelnou energiou v kombinácii s kogeneračnou jednotkou, takúto kombináciu označujeme ako trigenerácia. Prebytočný tepelný výkon kogeneračnej jednotky v letnom období je v tomto prípade využívaný pre pohon absorpčného chladenia. [4]

Prínos trigenerácie je vidieť na diagramoch na obr.2. Z diagramov je vidieť že inštaláciou trigenerácie nedôjde iba k zníženiu spotreby paliva, ale palivo sa využije efektívnejšie. Na prvom diagrame je príklad pokrytia tepla zo štandardnej kogeneračnej jednotky a z diagramu je zrejmé že v letnom období kedy je potreba tepla zvyčajne iba na prípravu TUV, musíme buď výrazne obmedziť výrobu elektrickej energie a prispôbiť prevádzku KGJ množstvu tepla spotrebovaného v pripojenej sústave, alebo vyrábať elektrickú energiu podľa potreby a prebytočné teplo odvieť cez núdzové chladiče do ovzdušia a tým teplo mariť.



Obrázok 2 Pokrytie digramu trvania potreby tepla a Pokrytie diagramu trvania potreby tepla pri výrobe chladu

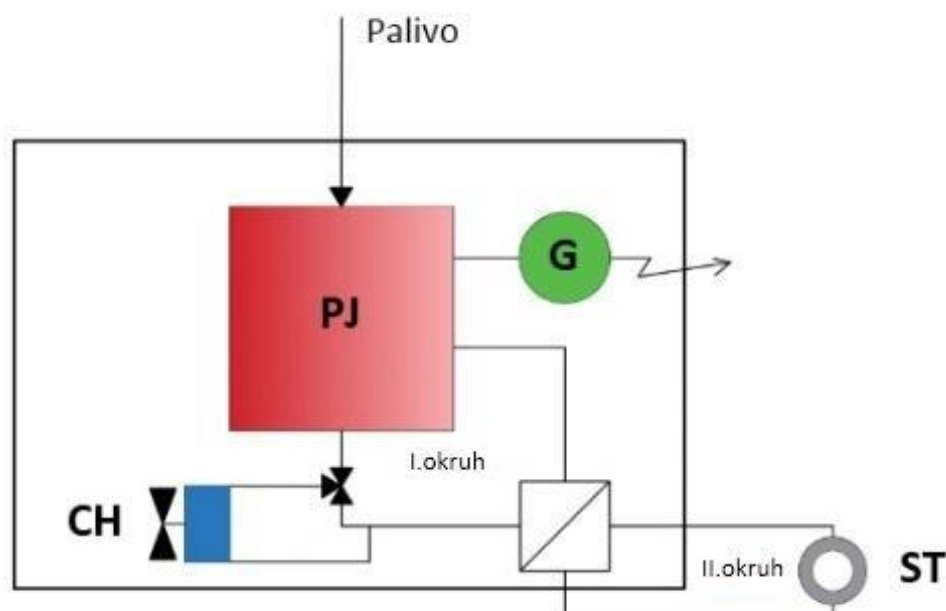
Pri inštalácii absorpčnej chladiacej jednotky a jej vhodnom dimenzovaní je možné v KGJ vyrábať elektrickú energiu podľa potreby a vyrobené teplo spotrebovať v absorpčnej chladiacej jednotke na výrobu chladu, čo je znázornené na druhom diagrame. [5]

#### 4. Kogeneračná jednotka

Kogeneračná jednotka je súbor zariadení, v ktorých dochádza k premene energie uloženej v palive na elektrickú a tepelnú energiu. Je to zdroj s najvyššou účinnosťou prevádzky spoločnej výroby elektrickej a tepelnej energie, účinnosť sa v súčasnej dobe blíži k hranici využitia energie z paliva.

Kogeneračné jednotky sa skladajú z týchto štyroch základných blokov:

- Primárna pohonná jednotka
- Generátor so zariadením na pripojenie na spotrebiteľskú a verejnú sieť
- Kotel alebo výmenník s pripojením na tepelné rozvodné siete
- Systém na kontrolu a riadenie



Obrázok 3. Bloková schéma kogeneračnej jednotky so spaľovacím motorom

Z obrázku 3.

je

možno vysvetliť

fungovanie kogeneračnej jednotky. Primárna pohonná jednotka, zväčša piestový spaľovací motor, je poháňaný palivom a roztáča pripojený generátor, v ktorom sa transformuje mechanická energia na elektrickú energiu, teda dochádza k premene energie obsiahnutej v palive na ušľachtilejšiu formu energie. Spoločne s produkciou elektrickej energie vzniká aj teplo, ktoré je vhodné odvádzať minimálne tak, aby bol stroj schopný prevádzky. V prípade využitia spaľovacích motorov je teplo odvádzané vo forme spalín a chladiacej kvapaliny bloku motora. V prípade využitia spaľovacej turbíny ako pohonnej jednotky, je teplo odvádzané iba zo spalín, u parných turbín je ako zdroj tepelnej energie využívaná para odchádzajúca z turbíny. Toto teplo z pohonnej jednotky zväčša predané prostredníctvom výmenníka teplonosnej látky na požadované parametre a formu



, v komunálnej sfére to je voda a v priemyselnej sfére technologická para. Najbežnejšími teponosnými médiami vystupujúcimi z rekuperačných výmenníkov sú:

- nízкотеплотná voda s teplotou do 100 °C
- vysokотеплотná voda s teplotou 150 – 200 °C
- vodná para
- teplý vzduch

Môže sa tiež využívať tepelná energia pracovných látok tepelného obehu bez nutnosti rekuperácie.

K správne fungovaniu kogeneračnej jednotky je nutné teplo odoberať spotrebičom tepla konštantne počas prevádzky. V prípade nutného odstavenia pohonnej jednotky, alebo potreby využitia kogeneračnej jednotky ako núdzový zdroj elektrickej energie, môže byť systém kogeneračnej jednotky vybavený núdzovým chladičom primárneho okruhu. Teplo získané z tohto okruhu má nízko potenciálny charakter a je vhodné ho využiť v nízкотеплотných okruhuoch napríklad ako predohrev teplej úžitkovej vody, alebo ho v prípade nevyužívania mariť vo vonkajšej chladiacej jednotke ako je výmenník voda-vzduch.

#### **4.1 Rozdelenie kogeneračných technológií**

podľa Maximálne dosiahnutého výkonu:

- Mikro-kogenerácia- do výkonu 100 kW<sub>E</sub>
- Mini-kogenerácia – do výkonu 500 kW<sub>E</sub>
- Kogenerácia malého výkonu do do 1 MW<sub>E</sub>
- Kogenerácia stredného výkonu do do 50 MW<sub>E</sub>
- Kogenerácia veľkého výkonu do do 50 MW<sub>E</sub>

Podľa použitého paliva:

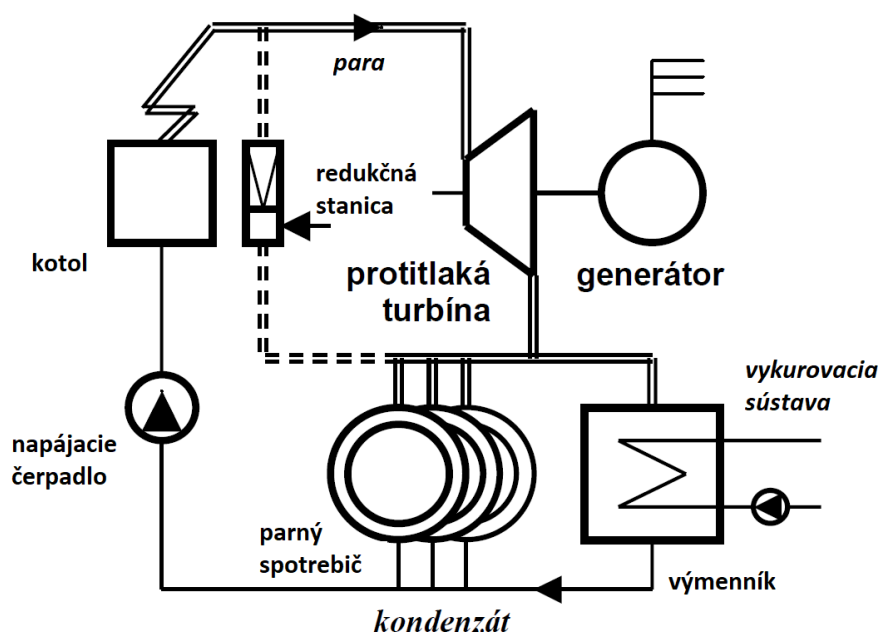
- Kogeneračné jednotky na pevné palivá
- Kogeneračné jednotky na plynné palivá
- Kogeneračné jednotky na kvapalné palivá

Najdôležitejšou a charakterizujúcou časťou kogeneračného systému je jeho primárna jednotka. Podľa použitia primárnej jednotky sa dajú kogeneračné cykly rozdeliť takto:

- Cykly s parnými turbínami
- Cykly so spaľovacími turbínami
- Cykly s piestovými spaľovacími motormi
- So stirlingovým motorom
- S palivovým článkom

#### 4.2.1 Kogeneračná jednotka s parnou turbínou

Jednotka pozostáva z parného kotla, parnej turbíny (protitlakej alebo odberovej kondenzačnej), generátora a spotrebičov pary. Základné schéma zapojenia parnej protitlakej turbíny je na zobrazený na obrázku 4. Vysokotlaková para z kotla expanduje v turbíne a produkuje mechanickú energiu, ktorá sa využije k pohonu elektrického alternátora. .[4]



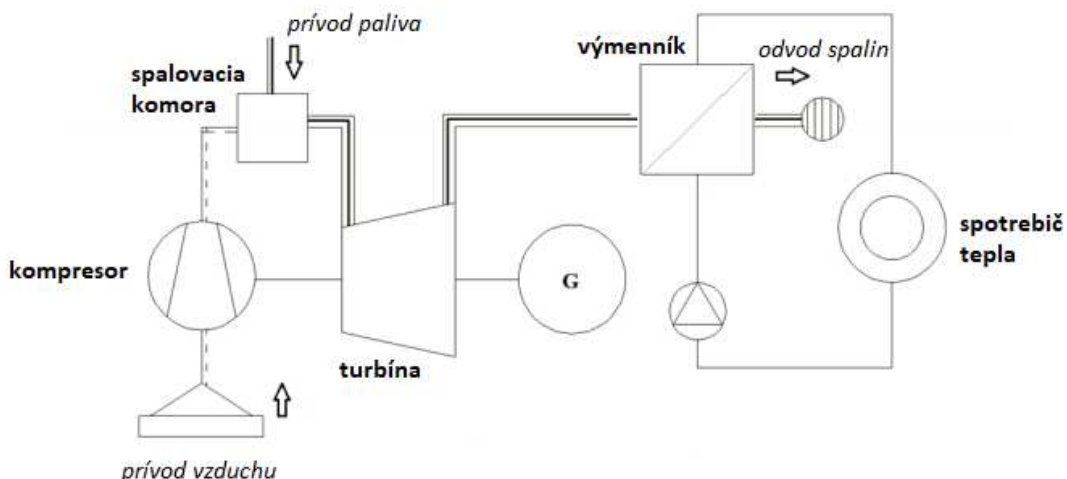
Obrázok 4. Schéma zapojenia KGJ s protitlakou parnou turbínou

Výhodou zariadenia s parnými turbínami je možnosť spaľovať v kotly ľubovoľné palivo zahŕňajúce plyn, mazut, uhlie, tuhé komunálne odpady a podobne. Kotle sú často prispôbované pre spaľovanie kombinovaných palív. Pracovná para vstupujúca do turbíny musí mať vysoké parametre (tlak a teplotu). Na výstupe z turbíny je zväčša para s nízkoenergetickou energiou odpovedajúca požiadavkám odberateľov. [3]

Dodávka tepla je vhodná iba pre určité technologické procesy, avšak pre vykurovanie bytových objektov nie je, pretože hlavná nevýhoda pary spočíva v kratšej vzdialenosti dodávky tepla. Para sa vo väčšine prípadov púšťa do výmenníku (kondenzátora), ktorý je napojený na vhodnejšiu horkovodnú rozvodnú sieť. Investične sú tieto zariadenia náročné, nakoľko požiadavky súvisiace s vysokou teplotou a tlakom pary, vedú k pomerne komplikovaným usporiadaním kotlov a celej tepelnej centrál. V prípade, že kotol a ostatné pomocné zariadenia majú iný hlavný účel ako je výroba pary a jej dodávka k spotrebiteľom, potom je priradenie parnej turbíny do pracovného cyklu ekonomicky veľmi efektívne – prípad spaľovania tuhých komunálnych, prípadne nebezpečných odpadov.

#### 4.2.2 Kogeneračná jednotka so spaľovaciou turbínou

Jednotka sa skladá z kompresora, spaľovacej komory, plynovej turbíny, elektrického generátora, výmenníka tepla a pomocných zariadení. Schéma zapojenia je znázornená na obrázku 5. Kompresor nasáva vzduch z atmosféry a stláča ho na požadovaný tlak. Stlačený vzduch je vedený do spaľovacej komory, kde sa v jeho prúde spaľuje palivo. Vzniknuté horúce spaliny o vysokom tlaku prúdia do plynovej turbíny, kde vy-expandujú na turbíne a konajú prácu, ich tlaková energia sa transformuje na mechanickú. Tepelná účinnosť obehu je tým vyššia čím je vyššia teplota spalín na výstupe zo spaľovacej komory, teplota sa pohybuje v rozmedzí od 900°C do 1250°C. Na hriadeli s turbínou je pripojený kompresor, ktorý je priamo poháňaný turbínou, a elektrický generátor ktorý využíva prebytok energie na svoj pohon. Nakoľko výstupná teplota spalín z turbíny je stále vysoká 400°C až 600°C, toto odpadové teplo sa ďalej využije vo výmenníku k ohrevu vody alebo k výrobe pary. Následne dochádza k využitiu v horkovodnom, teplovodnom alebo parovodnom systéme pre technologické účely ako je sušenie, ohrievanie, predohrievanie a iné.



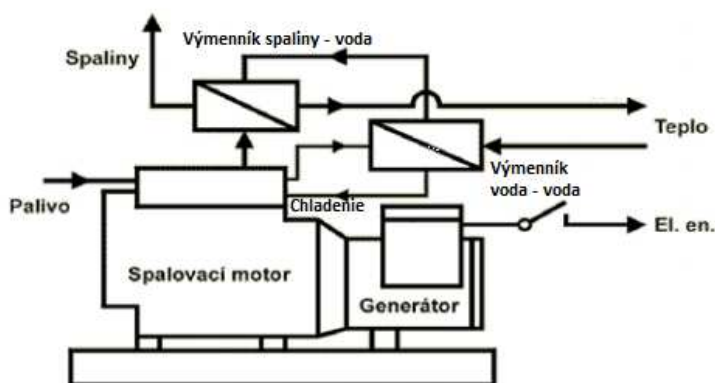
Obrázok 5. Schéma KGT so spaľovacou turbínou

Paru vyrobenú vo výmenníku je možné využiť k pohonu druhej parnej turbíny, takéto zapojenie sa nazýva paroplynový cyklus a v tejto kombinácii dochádza k najvyššej účinnosti výroby elektrickej energie.

Inštalácia spaľovacích turbín v kogeneračných jednotkách je výhodnejšia ako inštalácia parných turbín, z dôvodu nižších počiatočných nákladov a menším rozmerom. Elektrická účinnosť kogeneračných jednotiek so spaľovacou turbínou dosahuje 25% až 48% a celková účinnosť môže dosiahnuť až 90%. Výhodami sú rýchle štarty, zmena výkonu a možnosť automatických štartov. Nevýhodou je potreba čistého a kvalitného paliva, drahšia prevádzka, pri nižšom zaťažení dosahovanie nižšej účinnosti, hlučnosť.

#### 4.2.3 Kogeneračná Jednotka so spaľovacím motorom

Jedná sa o sústroje spaľovacieho motora a elektrického generátora, a sústavy výmenníkov. Spaľovací motor je tepelný stroj, ktorý je veľmi vhodný k využitiu v teplárstve. [3] Z obrázku 6 je možno vysvetliť princíp práce kogeneračnej jednotky so spaľovacím motorom. Spaľovacie motory pracujú v opakujúcom sa cykle. Nasávaný vzduch je stlačovaný a po vstreknutí paliva, ktoré sa buď zažihne alebo vznieti a tým dochádza ku značnému zvýšeniu objemu a teploty respektíve navýšeniu tlaku v uzatvorenom priestore spaľovacieho motora. Pri následnej expanzii je táto tlaková energia transformovaná na mechanickú prácu. Motor teda poháňa elektrický generátor, ktorý mechanickú energiu transformuje na elektrickú energiu a súčasne produkuje odpadové teplo. Toto teplo pochádza z chladenia motora (blok valca a hlava motora), chladenia mazacieho oleja a tepla výfukových plynov. [3] Na predávanie tohto odpadového tepla slúžia tepelné výmenníky. Z chladenia bloku motora a mazacieho oleja sú to výmenníky voda-voda prípadne glykol-voda. Ak sa olej sa ochladzuje pomocou vodného chladiaceho okruhu, teplo je odvádzané vykurovacou vodou, ktorej ohrev môže byť maximálne na teplotu 80°C. V prípade využitia tepla bloku motora a hláv valcov v osobitnom výmenníku a prevedení primárneho okruhu ako tlakového, teplota vykurovacej vody môže dosahovať 100°C - 110°C. K využitiu tepla z výfukových plynov sú to výmenníky spaliny-voda, teplota spalín býva v rozmedzí 400°C - 450°C. Pomocou spalín je možné ohriať vodu na teplotu vyššiu ako 110°C, prípadne vyrábať paru. Výroba pary však predstavuje technické ťažkosti a môže byť efektívna iba v prípade hybridnej potreby tepla, tj. súčasnej potreby tepla v pare a v teplej vode, preto je najvýhodnejšie využitie odpadového tepla k ohrevu teplej úžitkovej vody na teplotu okolo 90°C. Výmenníky sa radia v sérii od najnižšej teploty po najvyššiu, z dôvodu čo najvyššieho využitiu tepelného potenciálu. Pre vyrovnanie spotreby tepla sa do systému ešte inštaluje akumulátor tepla, ktorý sa v dobe prebytku dodávaného tepla nad požadovaným nabíja, a pri nedostatku vybíja.



Obrázok 6. Schéma kogeneračnej jednotky so spaľovacím motorom

Pre účely kogenerácie sa používajú motory s vnútorným spaľovaním, ktorých konštrukcia je odvodená od klasických mobilných vozidlových prípadne lodných spaľovacích motorov, väčšinou sa používajú upravené motory z automobilov alebo z priemyselných aplikácií, ktoré je možné využiť ako stacionárne motory pre pohon elektrického generátora. Motory sa upravujú pre využitie zemného plynu, prípadne tiež pre využitie iného plynu s nižšou výhrevnosťou ako je napr. skládkový plyn. Tieto úpravy sú potrebné z hľadiska ekonomickej efektívnosti, nakoľko spaľovanie nafty alebo benzínu v kogeneračnej jednotke by bolo nákladné a neefektívne. Potrebné rekonštrukcie sa realizujú hlavne v palivovom systéme motora a v spaľovacom priestore motora z dôvodu lepšieho využitia odpadového tepla.

Pre účely kogenerácie sa používajú výhradne štvôr-taktné plynové motory, u väčšiny prípadov zážihové. Vznětové motory kvôli obťažnosti zapalovania paliva nachádzajú uplatnenie iba u veľkých výkonov. U oboch motoroch je princíp podobný, rozdiel je iba v spôsobe zapalovania palivovej zmesi:

**Motor zážihový** – Ottov Obeh ,tepelný obeh bol prvý krát zostrojený v roku 1876 vynálezcom Nicolausom Ottom. Pri saní sa do valca nasaje zmes paliva a vzduchu, následne je stlačená a zapálená elektrickou iskrou zo zapalovacej sviečky. V následku zapálenia zmesi dôjde k expanzii a tlačenia piestu dole, teda konaniu práce. V ďalšej fázy sa otvorí výfukový ventil, spálená zmes je vytlačená a celý cyklus sa opakuje.

**Vznětový motor** –Dieselov motor, tepelný obeh bol vynájdený Rudolfom Dieslom v roku 1897. U vznětových motorov dochádza pri saní do valca k nasatiu vzduchu do ktorého je pri kompresii vstreknuté palivo a tým dôjde k jeho samovznieteniu. V prípade využívania paliva plyného, sa nasáva už jeho zmes so vzduchom a pre samovznietenie je potrebné do stlačenej zmesi vstreknúť zapalovací olej prípadne naftu.

Medzi hlavné výhody kogeneračných jednotiek so spaľovacími motormi patria rýchly štart, stála pohotovosť, veľké výkonové rozpätia, schopnosť pracovať s nízkym tlakom plynu, funkciu záložného zdroja elektrickej energie pri výpadku siete.

Veľkou výhodou klasických piestových spaľovacích motorov je ich storočný nepretržitý vývoj a skúsenosti s prevádzkou. Masová produkcia týchto motorov a konkurencia medzi výrobcami motorov je dôvodom relatívne nízkej ceny týchto zariadení. Spaľovacie motory sú v porovnaní so spaľovacími turbína ďaleko väčšie a zložitejšie zariadenia , majú aj stonásobne väčší počet pohyblivých dielov než turbíny. Dôsledkom toho sú vyššie požiadavky na údržbu a častejšie odstavenie z prevádzky.

Medzi ďalšie nevýhody patrí pravidelná kontrola stavu oleja a jeho výmena, vyššia hmotnosť než majú turbíny pri rovnakom výkone a taktiež hlučnosť, vibrácie nutnosť neustáleho chladenia, malé možnosti preťaženia motora.

Plynové spaľovacie motory pracujú v dvoch režimoch spaľovania prebytku vzduchu:

- s množstvom vzduchu blízkeho stechiometrickým požiadavkám spaľovania
- s veľkým prebytkom spaľovacieho vzduchu

Najvyššiu účinnosť a výkon dosahujú motory v režimu spaľovania s miernym prebytkom spaľovacieho vzduchu, popritom však dochádza k produkcii veľkého množstva  $NO_x$ . Pri veľkom prebytku spaľovacieho vzduchu sú emisie  $NO_x$ , naproti tomu dôjde ku zvýšeniu CO a nespálených uhľovodíkov v spalinách.

### 4.3 Produkcia znečisťujúcich látok:

Medzi hlavné prínosy kogenerácie pre životné prostredie v porovnaní s oddelenou výrobou tepla a elektrickej energie je, že dochádza ku zníženiu celkovej tvorby škodlivých látok, ale ako každá výroba energie spojená so spaľovaním palív je i táto producentom znečisťujúcich látok. U spaľovania zemného plynu v motore sa jedná predovšetkým o emisie neškodnej vodnej pary ( $H_2O$ ), oxidu uhličitého  $CO_2$ , oxidu uhoľnatého (CO), oxidy dusíku ( $NO$  a  $NO_2$ ) a nespálené uhľovodíky.

Oxidy dusíku vznikajú pri spaľovaní za vysokých teplôt. Oxid uhoľnatý vzniká nedostatočným vyhorením uhlíku a príliš rýchlym ochladením plameňa. Emisie uhľovodíkov sú zapríčinené prítomnosťou tzv. mŕtvych kútov, čo sú štrbiny medzi valcom, piestom a piestovými krúžkami a studenými zónami čo sú zase miesta ktorými neprejde plameň.

Pre obmedzenie tvorby emisií sa využívajú primárne a sekundárne opatrenia. K primárnym opatreniam sa radia konštrukčné úpravy motora, ako napr. optimalizovanie pracovného priestoru valcov, odstránenie mŕtvych kútov, a prevádzkové zásahy, medzi ktoré patrí napr. menšie zaťaženie motora, zvýšenie prebytku vzduchu. Jednotlivé primárne opatrenia majú však rôzne vplyvy na tvorbu emisií, a to podľa druhu emitujúcej látky, preto je potrebné kombinovanie primárnych opatrení a voľba optimálneho kompromisu. Najčastejšie primárne opatrenia sú:

- Konceptia spaľovania chudobnej zmesi
- Prispôsobenie bodu zážihu
- Zníženie zaťaženia motoru

- Konštrukčné opatrenia

Motory ktoré využívajú pokročilé technológie spaľovania sú schopné bez zaradenia katalyzátora, s využitým predchádzajúcich primárnych opatrení spĺňať emisné limity.

K sekundárnym opatreniam sa radí zaradenie katalyzátora, ktorý znižuje obsah oxidov dusíka, oxidu uhoľnatého a uhľovodíkov. V prípade menších jednotiek sa využívajú jednocestné oxidačne katalyzátory, väčšie jednotky využívajú trojcestný regulovaný oxidačný katalyzátor. U najväčších jednotiek sa stretávame s nasadením selektívnej katalytickej redukcie oxidov dusíka pomocou čpavku  $NH_3$ . Čpavok sa pridáva do prúdu spalín pridáva automaticky podľa obsahu  $NO_x$  týmto spôsobom sa dosahuje zníženie oxidov dusíka až o 80%. [4]

## 5. Návrh kogeneračnej jednotky:

Kogeneračnú jednotku so spaľovacím motorom možno prakticky nainštalovať do ľubovoľného stávajúceho alebo rekonštruovaného priemyselného prípadne komunálneho zdroja tepla pokiaľ je danej lokalite dostupný horľavý plyn a požiadavka na dodávku tepla alebo teplej vody.

Kogeneračná jednotka bude navrhovaná pre objekt menšej priemyselnej budovy a dvoch príľahlých budov v areály, kde sú požiadavky na odber elektrickej energie a tepla. Firma uvažuje do budúcnosti s implementáciou kogeneračnej jednotky s cieľom znížiť množstvo nakupovanej elektrickej energie zo siete, teda návrhom kogeneračnej jednotky bude snaha pokryť čiastočne požiadavky na elektrickú energiu a teplo. Ekonomickú prevádzku jednotky je možno zaistiť pri jej využití čo najviac dní v priebehu roka.

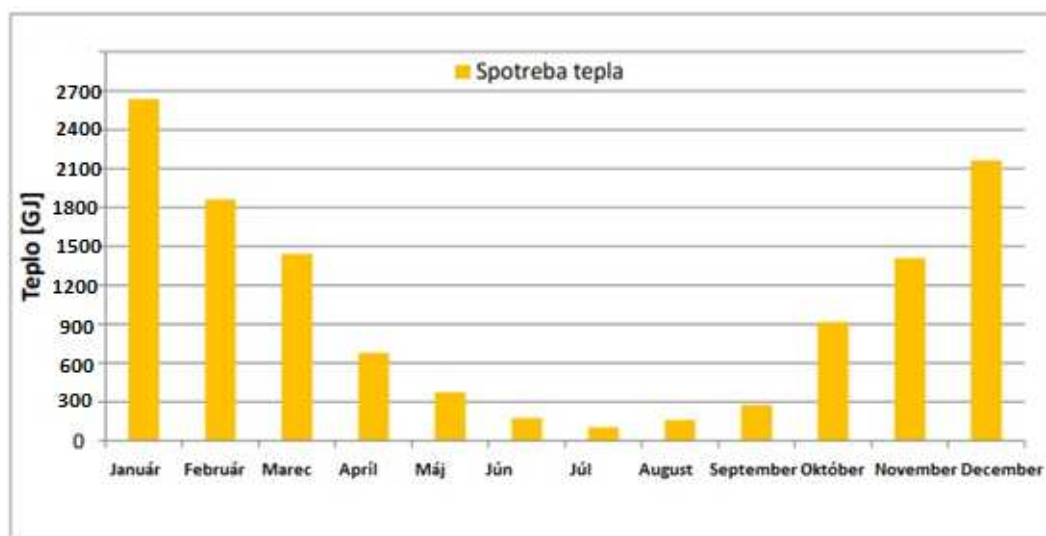
Priemyselná budova sa využíva k spracovaniu ocele a výrobe komponentov a strojov z ocele. Spotreba tepla je využívaná primárne na ohrev TUV, vykurovanie kancelárskych priestorov a haly. Súčasné pokrytie spotreby tepla je zabezpečené pomocou plynových kotlov o výkone 500 a 200kW. Elektrická energia je spotrebúvaná hlavne na technologické procesy a je odoberaná z centrálnej distribučnej siete. Objekt je prevádzkovaný 220 pracovných dní v roku, 16 až 20 hodín denne. V tabuľke 1. sú uvedené mesačné spotreby energií objektu za rok 2019.

Mesiac	Teplo zemný plyn [MWh]	Teplo [GJ]	El energia VT [MWh]	El. Energia NT [MWh]
Január	903	2550	629	80
Február	936	1860	638	73
Marec	815	1431	602	65
Apríl	231	696	601	66
Máj	138	372	598	68
Jún	60	174	558	62
Júl	36	150	519	68
August	54	153	591	45
September	99	828	560	52
Október	312	906	606	113
November	486	1407	683	125
December	765	2160	676	159
Spolu $\Sigma$	4835	12768	7261	976

Tabuľka 1Mesačné spotreby energií priemyselného objektu za rok 2019

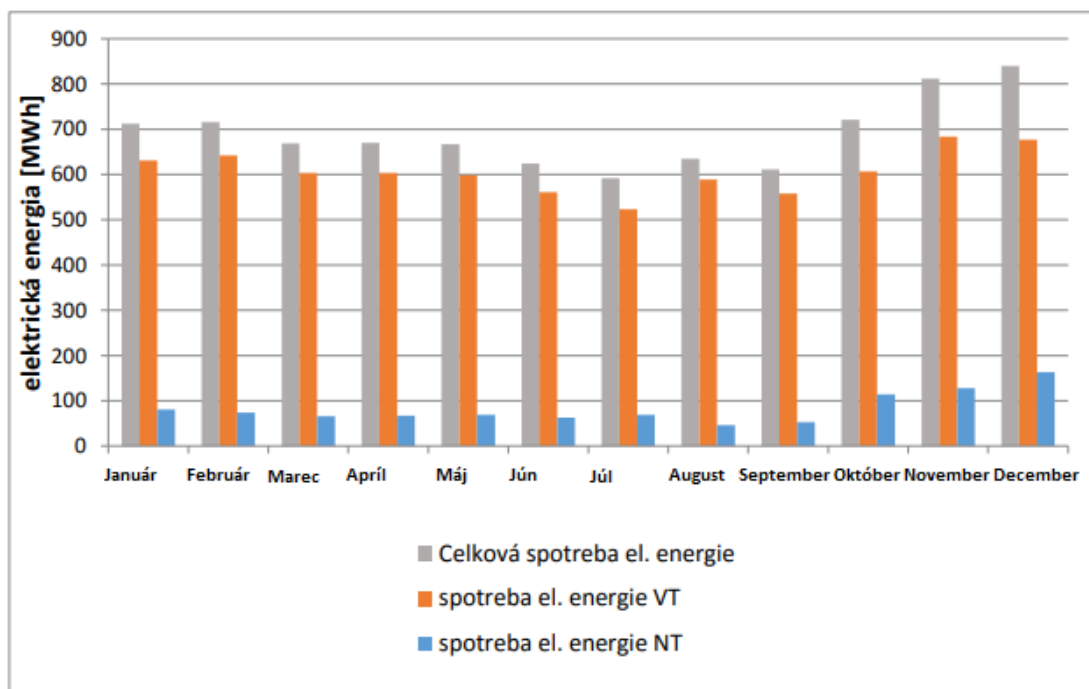


Spotreby tepla som vyniesol do grafu spotreby tepla pre rok 2019 a spotrebu tepla som vyniesol do grafu spotreby elektrickej energie pre rok 2019



Graf 1Priebeh spotreby tepla v roku 2019

Z grafu 1.spotreby tepla je viditeľný značný pokles spotreby tepla v letných mesiacoch, jún júl a august. Tento pokles spotreby je zapríčinený hlavne potrebou kúrenia haly podniku počas zimných mesiacov.



Graf 2Priebeh spotreby elektrickej energie v roku 2019

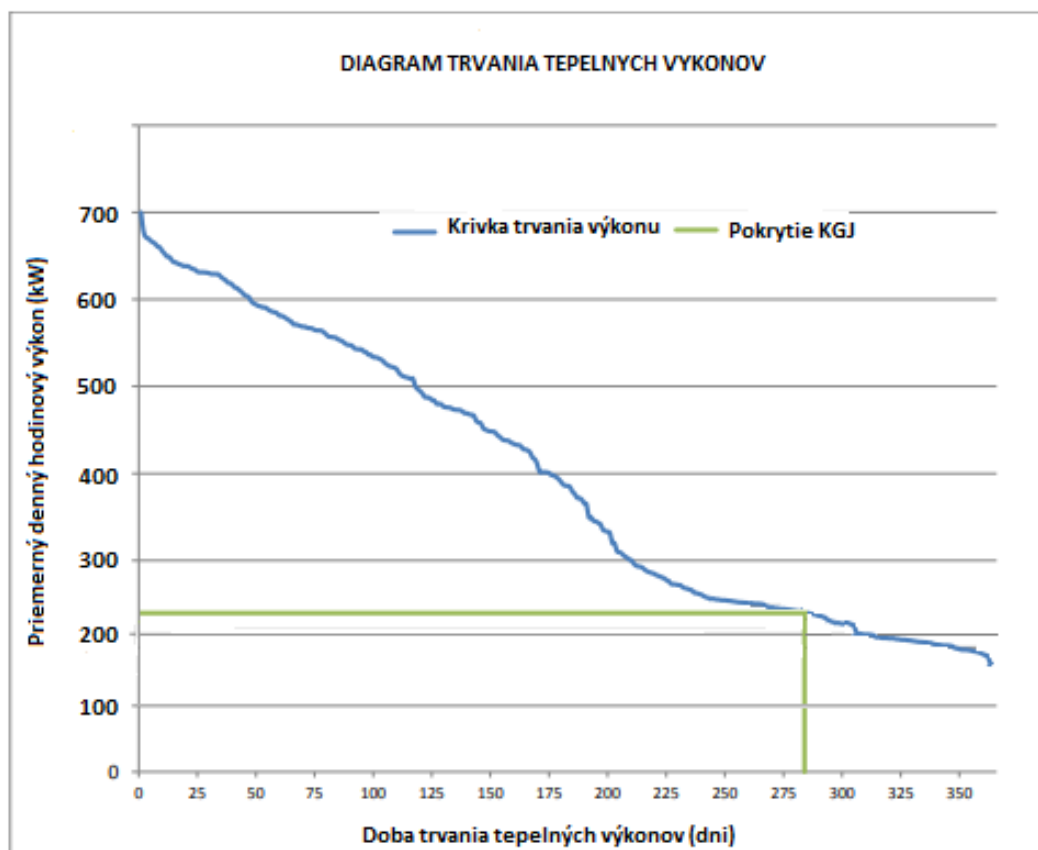
Z grafu 2. spotreby elektrickej energie je taktiež pozorovateľný pokles spotreby v priebehu letných mesiac ,zapríčinený hlavne nižším počtom hodín potrebou osvetlenia ,ktorý je v priebehu letných mesiacov nižší ako v zimných.

Z grafu 1. spotreby tepla ,sa podľa letných mesiacov kedy je spotreba tepla iba pre teplú vodu, dá odhadnúť ,že príprava teplej vody je behom roka konštantná. Váženým priemerom spotreby tepla týchto troch mesiacov, môžem dospieť k zisteniu že príprava teplej úžitkovej vody predstavuje 15% z celkovej spotreby tepla, čo predstavuje 159 GJ pre prípravu teplej vody. Zvyšných 85% vyrobeného tepla je použité pre vykurovanie objektu. V tabuľke 2. sú tieto hodnoty uvedené.

Mesiac	Mesačná spotreba Tepla [GJ]	Mesačná spotreba tepla pre ústredne kúrenie [GJ]	Mesačná spotreba tepla pre prípravu teplej vody [GJ]
Január	2550	2391	159
Február	1860	1701	159
Marec	1431	1272	159
Apríl	696	537	159
Máj	372	213	159
Jún	174	15	159
Júl	150	0	150
August	153	0	153
September	828	669	159
Október	906	747	159
November	1407	1248	159
December	2160	2001	159

*Tabuľka 2. Mesačná spotreba tepla pre vykurovanie a prípravu teplej vody*

Do zoradených výkonov v grafe 3. som navrhol kogeneračnú jednotku ,ktorá by mala svojím tepelným výkonom pokryť spotrebu teplej vody v priebehu celého roku. Ako východzia hodnota mi poslúžila hodnota 700 kW čo je maximálny výkon oboch inštalovaných horkovodných kotlov dohromady, ktoré pokrývajú súčasnú potrebu tepla v podniku. Hlavným kritériom takto navrhutej kogeneračnej bude pokrytie spotreby tepla. Kogeneračná jednotka bude podľa grafu v prevádzke 285 dní ,čo je 6840 hodín pri jej menovitom výkone. Odber tepla a elektrickej energie sa bude vyznačovať čiastočným pokles v II. pracovnej zmene. Prevádzka jednotky bude pri dodávke tepla prioritná, bude pokrývať základnú spotrebu závodu ,500 kW kotol bude zaisťovať špičkovú dodávku tepla a slúžiť ako záložný zdroj. Uvedením kogeneračnej jednotky do prevádzky nahradím 200kW kotol a klesnú náklady na spotrebovanú elektrinu. Tepelná a elektrická energia bude spotrebovávaná priamo v mieste jej výroby.

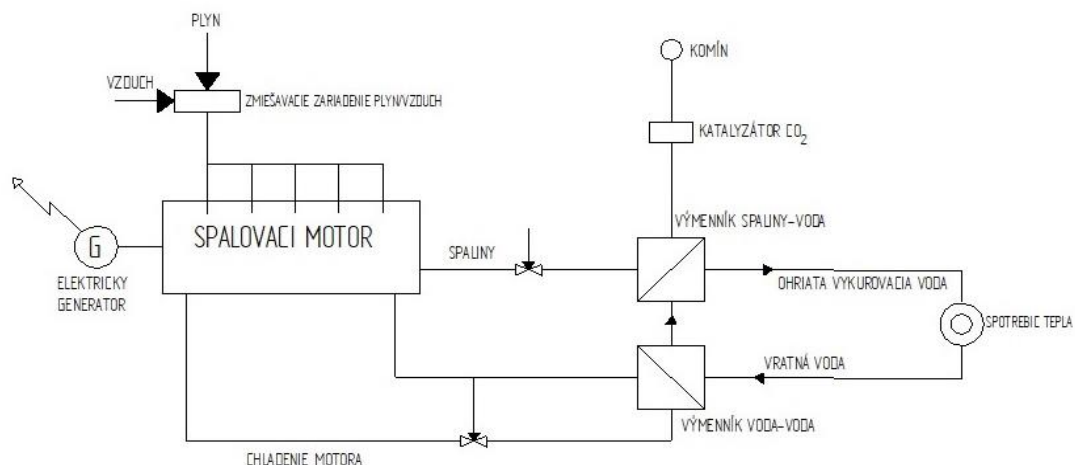


Graf 3 Návrh kogeneračnej jednotky na menovitý výkon

Kogeneračné jednotky umožňujú aj moduláciu tepelného výkonu, ktorá je realizovaná pomocou zníženia spotreby paliva. V prípade že by bola požiadavka na prevádzku kogeneračnej jednotky v priebehu celého roku ,musela by byť na časť tepelného výkonu kogeneračnej jednotky navrhnutá akumulčná nádrž. Kogeneračná jednotka by bola navrhnutá s 75% moduláciou tepelného výkonu a nahradila by tak dostatočne 200 kW kotol, ktorý by slúžil iba ako záložný, prípadne by sa odstránil.

## 5.1 Popis a skladba navrhovaného zariadenia

Schéma navrhovanej kogeneračnej jednotky je na obr.7 Kogeneračná jednotka sa bude skladať z preplňovaného zážihového plynového motora poháňajúceho elektrický generátor a sústavy výmenníkov pre využitie odpadového tepla zapojených do série. Palivom bude zemný plyn. Premena energie uloženej v palive bude prebiehať tak, že v prvom rade sa využije vysoko potenciálna tepelná energia k vykonaniu práce, následne sa pracovná látka-voda využije pre pokrytie potrieb tepla. Kogeneračná jednotka bude koncipovaná pre dodávku tepla do teplovodného systému 90/70°C.



Obrázok 7.Schéma navrhovanej kogeneračnej jednotky

Tepelný výkon kogeneračnej jednotky je tvorený odpadným teplom vznikajúcim pri produkcii elektrickej energie a pozostáva z odpadového tepla výfukových spalín(40%) a chladienia motora oleja(60%). Toto odpadové teplo z chladienia motora je nutné odvádzať pre správny chod motora a bude odvádzané teplonosným médiom, v našom prípade voda do výmenníka voda-voda. V tomto výmenníku predá odpadové teplo svoju energiu nosnému médiu-vratnej vode zo spiatočky teplovodného systému, ktorá má na vstupe do výmenníka teplotu cca 70°C a na výstupe z výmenníku 80°C. Spaliny zo spaľovania zemného plynu budú vedené z výfuku motora trojcestným ventilom do výmenníka spaliny-voda, ktorého prevedenie bude trubkové. Teplota týchto spalín, ktorá bude dosahovať až 530°C, bude teda zužitkovaná na ohrev už predohriatej vratnej vody z výmenníku voda-voda. Výmenník spaliny-voda ohreje už predohriatu vratnú vodu z 80°C na 90°C. Ohriata vykurovacia voda o teplote 90°C bude využitá v spotrebiči tepla.

Vychladené spaliny o teplote cca 150°C budú z výmenníka spaliny-voda vedené do komína. Nakoľko u spaľovacích motorov dochádza k produkcii  $CO_2$  zaraďuje sa aj u malých jednotiek pred komín katalyzátor.

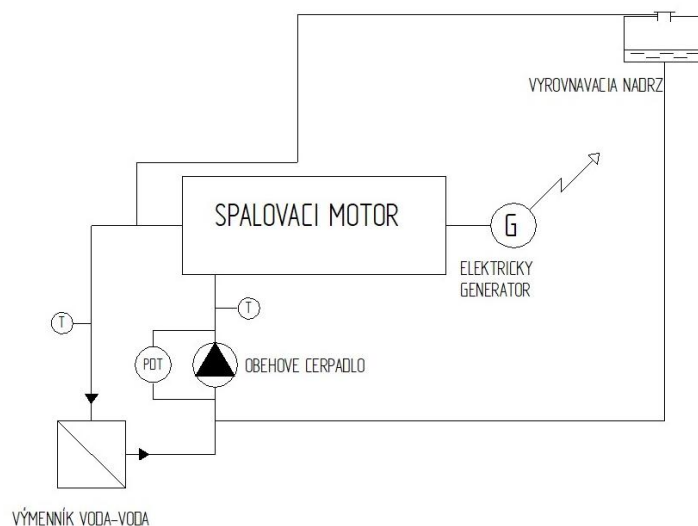
V priebehu ročného obdobia môže nastať časový úsek kedy bude odber tepla podstatne znížený, alebo úplne odstavený, preto bude zaradený do okruhu núdzový

chladič (nie je na schéme vyobrazený) a obtok spalín vyradujúci spalínový výmenník z prevádzky, aby v tejto dobe nedochádzalo k prehrievaniu motora v dôsledku nedostatočného chladenia.

Elektrický generátor bude vzhľadom na nižší výkon kogeneračnej jednotky asynchronný, z dôvodu obmedzenia prúdových nárazov pri pripojení. Pre prívod a reguláciu plynu do motora slúži palivový okruh, medzi ďalšie časti kogeneračnej jednotky patrí olejová sústava, riadiaca jednotka, sústava snímačov atď.

Tepelný systém je z hľadiska odberu tepelného výkonu tvorený primárnym a sekundárnym chladiacim okruhom. Sekundárny okruh je určený k priamemu využitiu vo vykurovacej sústave užívateľa a preberá teplo z okruhu primárneho.

**Primárny Okruh-** Schéma primárneho okruhu je znázornená na obr. 8. Primárny okruh je realizovaný ako uzavretý tlakový okruh a odoberá teplo z chladiaceho systému motora a predáva ho do sekundárneho okruhu prostredníctvom výmenníka voda-voda.

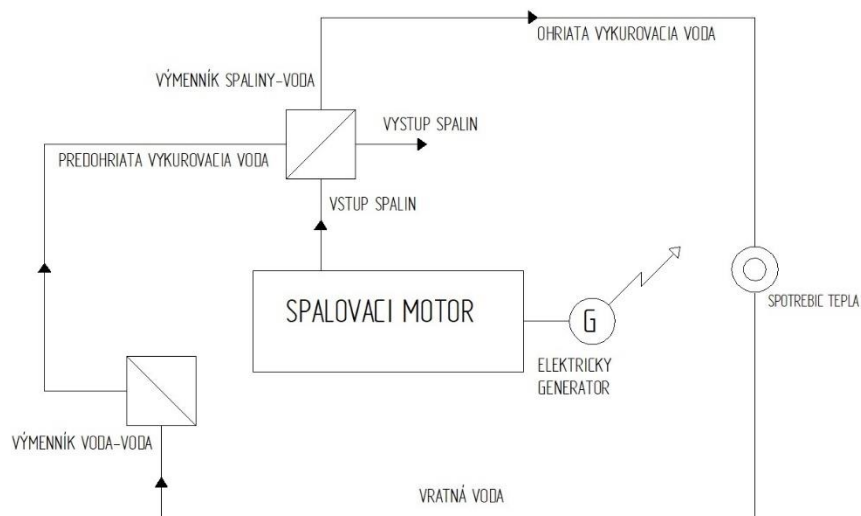


Obrázok 8 Schéma primárneho okruhu kogeneračnej jednotky

Chladiaca voda je dopravovaná obehovým čerpadlom do systému chladenia motora, kde odoberá teplo motora, vznikajúce jeho prevádzkou. Voda po priechode chladiacim systémom motora pokračuje do výmenníka voda-voda kde predá tepelnú energiu z odpadového tepla chladenia motora sekundárnemu okruhu kogeneračnej jednotky. Vyrovnávacia nádrž slúži k odvzdušneniu primárneho okruhu pri uvádzaní do chodu a k vyrovnaní objemu a tlaku pri zmene teploty chladiacej vody.

**Sekundárny okruh-** Schéma sekundárneho okruhu je znázornená na obr.9. Sekundárny okruh predstavuje tepelnú sústavu, ktorá je priamo zapojená do vykurovacej sústavy. Okruh odoberá teplo zo spalín vznikajúcich pri prevádzke

spaľovacieho plynového motora prostredníctvom výmenníku spaliny-voda a je ním zaistené vyvedenie hlavného tepelného výkonu jednotky.



Obrázok 9. Schéma sekundárneho okruhu

Vratná vykurovacia voda prúdi z vykurovacieho systému výmenníkom voda-voda, kde dochádza k jej predhrievaniu. Z výmenníka voda-voda je vedená do spalínového výmenníka, kde je dohrievaná spalinami z motora na požadovanú teplotu vykurovacieho systému. Následne je táto voda vedená zo systému kogeneračnej jednotky skrz pripojovaciu armatúru do vykurovacieho systému.

Jednotka bude mať podľa zvoleného motora v kapitole 5.4 nasledujúce parametre uvedené v tabuľke 3.

Parameter	hodnota	Jednotka
Menovitý elektrický výkon	212,7	kW
Maximálny tepelný výkon	240,8	kW
Príkon v palive	518,9	kW
Elektrická účinnosť	41	%
Tepelná účinnosť	49,5	%
Celková účinnosť	90,5	%
Spotreba plynu pri 100% výkone	54,9	$[m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$

Tabuľka 3Technické parametre navrhovanej jednotky

## 5.2 Zemný plyn

Zemný plyn patrí v súčasnosti medzi najvýznamnejšie fosílné palivá v skupine neobnoviteľných energetických zdrojov, ktoré je vzhľadom na svoje vlastnosti využívané veľmi širokospektrálne. Predovšetkým je významné jeho využitie v energetike ako palivo pri výrobe elektrickej energie. Ďalšie využitie nachádza zemný plyn v komunálnej sfére na výrobu tepla a teplej úžitkovej vody a taktiež v domácnostiach. [6]

Zemný plyn má v porovnaní s ostatnými fosílnymi palivami celý rad výhod, a to:

- Je palivom, ktoré je spotrebiteľovi k dispozícii bez obmedzenia 24 hodín denne a 365 dní v roku.
- Dopravný a distribučný systém zemného plynu nie je závislý od klimatických podmienok a verejných komunikácií.
- Spotrebiteľ nemusí budovať zariadenia na skladovanie paliva.
- Spotrebiče pre spaľovanie zemného plynu sú veľmi dobre regulovateľné a disponujú veľmi širokým výkonovým rozsahom.
- Zemný plyn má vysokú výhrevnosť a v súčasných spotrebičoch je možné ho spaľovať s účinnosťou viac ako 90 %.
- Pri spaľovaní zemného plynu emisie prakticky neobsahujú kyslíčniky sýry, pevné častice a obsahujú omnoho menej  $NO_x$  a  $CO_2$  ako napr. uhlie a kvapalné palivá.

Zo všetkých fosílnych palív je pre životné prostredie najpriateľnejší, jeho spaľovaním vzniká najmenej škodlivín zo všetkých primárnych zdrojov energie. [6]

Zemný plyn je najpoužívanejším palivom kogeneračných jednotiek so spaľovacími motormi. Zemný plyn používaný v rôznych štátoch alebo iné druhy palív ovplyvňujú technické parametre a často aj konštrukčné usporiadanie kogeneračnej jednotky.

## 5.3 Stechiometrický výpočet spaľovania zemného plynu:

Motor navrhovanej kogeneračnej jednotky bude spaľovať zemný plyn o zložení uvedenom v tabuľke 1. s výhrevnosťou  $34\,891\text{ kJ}\cdot\text{m}_N^{-3}$ . Z výpočtu spaľovania zemného plynu dostanem výsledné zloženie spalín uvedené v tabuľke 4, množstvo spaľovacieho vzduchu a spalín, ktoré využijem pri výpočte idealizovaného obehu navrhovaného motora.

	Značka	Hodnota	Jednotka
Zemný plyn	CH <sub>4</sub>	97,4	%
	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	1,21	%
	CO <sub>2</sub>	0,21	%
	N <sub>2</sub>	1,18	%
Prebytok vzduchu	λ	1,63	-
Výhrevnosť	Q <sub>i</sub>	34 891	kJ.m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>

Tabulka 4. Parametre spaľovania a zloženia zemného plynu

#### Výpočet teoretického množstva kyslíku:

$$V_{O_2t} = \sum \left( x + \frac{y}{4} \right) \cdot C_x H_y + 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + 3,8 \cdot C_n H_m - O_2 \quad (5.3.1)$$

$$V_{O_2t} = 2 \cdot CH_4 + 3,8 \cdot C_n H_m$$

$$V_{O_2t} = 2 \cdot 0,974 + 3,8 \cdot 0,0121$$

$$V_{O_2t} = 1,994 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

#### Výpočet teoretického množstva spaľovacieho vzduchu:

$$V_{vz,t} = \frac{V_{O_2t}}{0,21} \quad (5.3.2)$$

$$V_{vz,t} = \frac{1,994}{0,21}$$

$$V_{vz,t} = 9,495 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

#### Výpočet skutočného množstva spaľovacieho vzduchu

$$V_{vz,sk} = V_{vz,t} \cdot \lambda \quad (5.3.3)$$

$$V_{vz,sk} = 9,495 \cdot 1,63$$

$$V_{vz,sk} = 15,476 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

#### Výpočet množstva CO<sub>2</sub> obsiahnutého v spalinách:

$$V_{CO_2} = CO_2 + CH_4 + 2,6 \cdot C_n H_m \quad (5.3.4)$$

$$V_{CO_2} = 0,0021 + 0,974 + 2,6 \cdot 0,0121$$

$$V_{CO_2} = 1,008 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$



**Výpočet teoretického množstva N<sub>2</sub> obsiahnutého v spalinách:**

$$V_{N_2,t} = N_2 + 0,79 \cdot V_{vz,t} \quad (5.3.5)$$

$$V_{N_2,t} = 0,0118 + 0,79 \cdot 9,495$$

$$V_{N_2,t} = 7,513 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet skutočného množstva N<sub>2</sub> obsiahnutého v spalinách:**

$$V_{N_2,sk} = N_2 + 0,79 \cdot V_{vz,sk} \quad (5.3.6)$$

$$V_{N_2,sk} = 0,0118 + 0,79 \cdot 15,476$$

$$V_{N_2,sk} = 12,237 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet množstva H<sub>2</sub>O obsiahnutej v spalinách:**

$$V_{H_2O} = 2 \cdot CH_4 + 2,4 \cdot C_n H_m \quad (5.3.7)$$

$$V_{H_2O} = 2,0,974 + 2,4 \cdot 0,012$$

$$V_{H_2O} = 1,977 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet množstva O<sub>2</sub> obsiahnutého v spalinách:**

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\lambda - 1) \cdot V_{vz,t} \quad (5.3.8)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,63 - 1) \cdot 9,495$$

$$V_{O_2} = 1,256 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet teoretického množstva suchých spalín:**

$$V_{sp,t}^s = V_{CO_2} + V_{N_2} \quad (5.3.9)$$

$$V_{sp,t}^s = 1,008 + 7,513$$

$$V_{sp,t}^s = 8,521 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet skutočného množstva suchých spalín:**

$$V_{sp,sk}^s = V_{sp,t}^s + (\lambda - 1) \cdot V_{vz,t} \quad (5.3.10)$$

$$V_{sp,sk}^s = 8,521 + (1,63 - 1) \cdot 9,495$$

$$V_{sp,sk}^s = 14,502 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet teoretického množství vlhkých spalín:**

$$V_{sp,t}^v = V_{sp,t}^s + V_{H_2O} \quad (5.3.11)$$

$$V_{sp,t}^v = 8,521 + 1,977$$

$$V_{sp,t}^v = 10,498 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet skutečného množství vlhkých spalín:**

$$V_{sp,sk}^v = V_{sp,t}^v + (\lambda - 1) \cdot V_{vz,t} \quad (5.3.12)$$

$$V_{sp,sk}^v = 10,498 + (1,63 - 1) \cdot 9,495$$

$$V_{sp,sk}^v = 16,479 \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet koncentrace CO<sub>2</sub> vo vlhkých spalinách:**

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 \quad (5.3.13)$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{1,008}{16,479} \cdot 100$$

$$\omega_{CO_2} = 6,11 \quad [\%]$$

**Výpočet koncentrace N<sub>2</sub> vo vlhkých spalinách:**

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 \quad (5.3.14)$$

$$\omega_{N_2} = \frac{12,237}{16,479} \cdot 100$$

$$\omega_{N_2} = 74,25 \quad [\%]$$

**Výpočet koncentrace H<sub>2</sub>O vo vlhkých spalinách:**

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 \quad (5.3.15)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{1,997}{16,479} \cdot 100$$

$$\omega_{H_2O} = 12,11 \quad [\%]$$

**Výpočet koncentrácie O<sub>2</sub> vo vlhkých spaliniách:**

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{sp,sk}^v} \cdot 100 \quad (5.3.16)$$

$$\omega_{O_2} = \frac{1,256}{16,479} \cdot 100$$

$$\omega_{O_2} = 7,621 \quad [\%]$$

Zložka	Vlhké spaliny	
	Množstvo[m <sub>N</sub> <sup>3</sup> ·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup> ]	Koncentrácia[%]
CO <sub>2</sub>	1,008	6,11
N <sub>2</sub>	12,237	74,25
H <sub>2</sub> O	1,997	12,11
O <sub>2</sub>	1,256	7,62

Tabuľka 5. Výsledné produkty zo spaľovania zemného plynu

#### 5.4 Voľba motora kogeneračnej jednotky:

K pohonu elektrického generátora volím plynový spaľovací motor od spoločnosti TEDOM s označením TG 210 G5V TW 86 s elektrickým výkonom 212,7 kW vyobrazenom na obr 10 .Spoločnosť TEDOM sa radí k stabilným a spoľahlivým výrobcam Kogeneračných jednotiek, ponúkajú široký výkonový rozsah kogeneračných jednotiek. Navyše významnú časť ich portfólia kogeneračných jednotiek osadzujú motormi vlastnej výroby s výkonovým rozsahom od 80-200 kW<sub>e</sub>. Priemyslové motory TEDOM sú vďaka robustnej konštrukcii a vyváženým výkonovým parametrami optimálne pre stavbu kogeneračných jednotiek. Spoľahlivo zaisťujú prenos tepla do vykurovacej sústavy , udržiavajú stály výkon a otáčky nutné ku správne fázovaniu siete. Tieto motory vychádzajú z koncepcie spaľovacích motorov vyrábaných pod označením LIAZ. [7]



Obrázok 10.Motor TG 210 G5V TW 86 od spoločnosti TEDOM

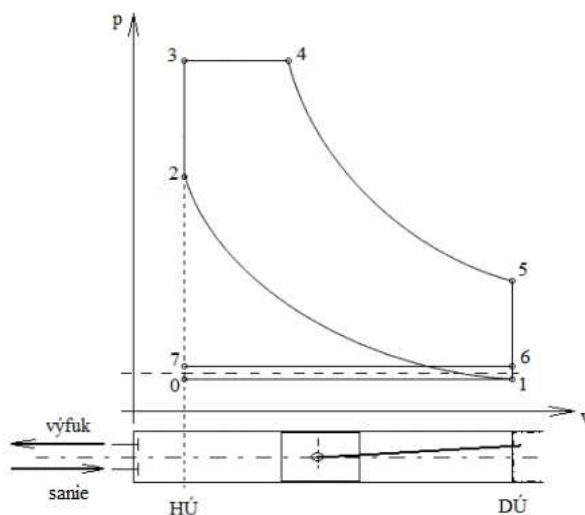
Jedná sa o stacionárny zážihový motor, a ako už bolo spomenuté v predchádzajúcej kapitole motor bude spaľovať zemný plyn. Hlavné parametre motora sú uvedené v tabuľke 6 . Technický list motora je priložený ako príloha č.1 diplomovej práce.

Parameter	Hodnota	Jednotka
Počet valcov	6	-
Vŕtanie x zdvih	130 x 150	mm
Kompresný pomer	12	-
Otáčky	1500	min <sup>-1</sup>
Maximálny výkon motora	240,8	kW

Tabuľka 6.Technické parametra motora TG 210 G5V TW 86

## 5.5 Výpočet výkonu spaľovacieho motora

Výpočet prevediem pre obch zidealizovaného motora. Takýto zidealizovaný motor sa svojimi parametrami približuje skutočnému spaľovaciemu motoru. Princíp chodu obchu spaľovacieho motora je znázornený na obr.11. Za predpokladu že tlak v nasávaní je konštantný a menší než atmosférický, prebieha nasatie pracovného média(0-1), kedy sací ventil otvorí klapku v bode 0 a zavrie ju v bode 1. Po nasatí pracovného média nastane polytropická kompresia s konštantným exponentom kompresie a dochádza k odvodu tepla(1-2). Za bodom 2 až do bodu 4 prebieha spaľovanie. Palivo horí izochoricky(2-3) a dohorieva izobaricky(3-4). Polytropická expanzia spalín prebieha s konštantným exponentom expanzie(4-5). V dolnej úvrati(DÚ) sa otvorí výfukový ventil a tlak spalín klesne za konštantného objemu na tlak vo výfuku(5-6). Výfukový ventil je otvorený v polohe 6, a pri tlaku ktorý je vyšší než atmosférický dochádza k vyfúknutiu spalín (6-7).



Obrázok 11. p-V diagram idealizovaného obchu spaľovacieho motora

Odlišnosti pracovného obchu skutočného motora od obchu ideálneho sú tieto:

- Vo valci nie je iba čistá náplň, ale aj zostatky plynov z predchádzajúceho pracovného cyklu
- Palivo zhorí nedokonale ,buď vplyvom nedostatočnej prípravy zmesi, alebo nižšou energiou zážihu
- Spaľovanie neprebieha pri konštantnom objeme a konštantnom tlaku, pretože zmes horí konečnou rýchlosťou
- Medzi plynom a stenami valca dochádza k výmene tepla
- Pri saní a výfuku vznikajú straty, pretože výmena náplne sa uskutočňuje zmenami objemu, na ktorú musí byť vynaložená práca

Ak by sme zakreslili do jedného grafu ideálny obeh a indikátorový diagram toho istého motoru , videli by sme odchýlky, ktoré vedú ku zníženiu výkonu reálneho motora. [8]

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Priemer valcov	D	130	mm
Počet valcov	i	6	-
Zdvih piestu	s	150	mm
otáčky	n	1500	min <sup>-1</sup>
Kompresný pomer	ε	12	-
Prebytok Vzduchu	λ	1,63	-
tlak v saní	p <sub>1</sub>	210 000	Pa
tlak vo výfuku	p <sub>6</sub>	250 000	Pa
tlak normálny	p <sub>n</sub>	101 325	Pa
Teplota za normálnych podmienok	T <sub>n</sub>	273,15	K
Teplota v saní	T <sub>1</sub>	343,15	K
Účinnosť mechanická	η <sub>m</sub>	0,9	-
Účinnosť objemová	η <sub>v</sub>	0,9	-
Účinnosť spaľovania	η <sub>ch</sub>	0,95	-
Vyplnenie diagramu	η <sub>p</sub>	0,8	
Polytropický exponent kompresie	n <sub>k</sub>	1,25	-
Polytropický exponent expanzie	n <sub>e</sub>	1,25	-
Poissonova konštanta	κ	1,4	-
Stupeň vyhorenia paliva	χ	0,6	-
Podiel tepla odvedeného chladením	χ <sub>chl</sub>	0,3	-
Podiel tepla odvedeného chladením pri izobarickom prívode tepla	χ <sub>p</sub>	0,2	-
Podiel tepla odvedeného chladením pri výfuku	χ <sub>v</sub>	0,1	-

Tabuľka 7.Hodnoty pre výpočet ideálneho obehu motora

**Výpočet zdvihového objemu:**

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad (5.5.1)$$

$$V_z = \frac{\pi \cdot 0,13^2}{4} \cdot 0,15$$

$$V_z = 1,99 \cdot 10^{-3} \quad [m^3]$$

**Kompresný pomer:**

Kompresný pomer je určený pomerom objemu valca v dolnej úvrati ku objemu škodlivého priestoru- $V$  dolnej úvrati

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_z + V_2}{V_2} \quad (5.5.2)$$

Kompresný pomer je zapísaný v technickom liste od výrobcu  $\varepsilon = 12$  [—]

**Výpočet objemu škodlivého priestoru:**

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \quad (5.5.3)$$

$$V_2 = \frac{1,99 \cdot 10^{-3}}{12 - 1}$$

$$V_2 = 1,81 \cdot 10^{-4} \quad [m^3]$$

**5.5.1 Fáza sania (Plnenie válca)**

**Výpočet teoretického množstva plynu nasatého do jedného valca v priebehu jedného cyklu:**

$$V_{pli}^+ = \frac{V_z}{1 + \lambda \cdot V_{vz}^t} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} \quad (5.5.4)$$

$$V_{pli}^+ = \frac{1,99 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,639,495} \cdot \frac{210}{101,325} \cdot \frac{273,15}{70 + 273,15,15}$$

$$V_{pli}^+ = 1,99 \cdot 10^{-4} \quad [m_N^3/\text{cyklus}]$$

**Výpočet skutočného množstva plynu nasatého do jedného valca v priebehu jedného cyklu (zahnutie nedokonalosti vypláchnutia prac. priestoru):**

$$V_{pl}^+ = V_{pli}^+ \cdot \eta_v \quad (5.5.5)$$

$$V_{pl}^+ = 1,99 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9$$

$$V_{pl}^+ = 1,79 \cdot 10^{-4} \quad [m_N^3/\text{cyklus}]$$

**Výpočet množstva paliva pre celý motor na jeden cyklus:**

$$V_{pl} = V_{pl}^+ \cdot i \cdot \frac{n}{2} \quad (5.5.6)$$

$$V_{pl} = 1,99 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60}$$

$$V_{pl} = 0,0149 \quad [m_N^3 \cdot s^{-1}]$$

**Hodinová spotreba paliva:**

$$V_{pl,h} = V_{pl} \cdot 3600 \quad (5.5.7)$$

$$V_{pl,h} = 0,0165 \cdot 3600$$

$$V_{pl,h} = 53,6 \quad [m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$$

**Množstvo spalín na jeden cyklus:**

$$V_{sp,c} = V_{pl}^+ \cdot V_{sp}^v \quad (5.5.8)$$

$$V_{sp,c} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 15,245$$

$$V_{sp,c} = 3,735 \cdot 10^{-3} \quad [m_N^3/\text{cyklus}]$$

**Objem pracovného priestoru:**

$$V_1 = V_z + V_2 \quad (5.5.9)$$

$$V_1 = 1,99 \cdot 10^{-3} + 1,81 \cdot 10^{-4}$$

$$V_1 = 2,171 \cdot 10^{-3} \quad [m^3]$$

**5.5.2 Polytropická kompresia (kompresia medzi bodmi 1-2)**

V idealizovanom cykle sa predpokladá polytropická kompresia pri konštantnej hodnote polytropického exponentu.

**Tlak na konci kompresie (v bode 2)**

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n_k} \quad (5.5.10)$$

$$p_2 = 0,21 \cdot \left(\frac{2,171 \cdot 10^{-3}}{1,81 \cdot 10^{-4}}\right)^{1,25}$$

$$p_2 = 4,69 \quad [MPa]$$

**Výpočet teploty na konci kompresie (v bode 2):**

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n_k-1} \quad (5.5.11)$$

$$T_2 = 343,15 \cdot \left(\frac{2,171 \cdot 10^{-3}}{1,81 \cdot 10^{-4}}\right)^{1,25-1}$$

$$T_2 = 638K \quad [K]$$

$$t_2 = 364,85 \quad [^\circ C]$$

	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
70°C	0,61614	1,34487	0,63455	0,74391
360°C	0,78865	1,48055	0,67753	0,78209

Tabuľka 8. Tabuľka merných tepelných kapacít pre zložky spalín pre teploty 70°C a 360°C

**Výpočet mernej tepelnej kapacity pre teplotu 70°C:**

$$c_{v,1} = C_{v,CO_2,60} \cdot \omega_{CO_2} + C_{v,H_2O,60} \cdot \omega_{H_2O} + C_{v,N_2,60} \cdot \omega_{N_2} + C_{v,O_2,60} \cdot \omega_{O_2} \quad (5.5.12)$$

$$c_{v,1} = 0,61614 \cdot 0,061 + 1,34487 \cdot 0,1211 + 0,63455 \cdot 0,7425 + 0,74391 \cdot 0,0762$$

$$c_{v,1} = 0,728 \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$



**Výpočet mernej tepelnej kapacity pre teplotu 360°C:**

$$c_{v,2} = C_{v,CO_2,535} \cdot \omega_{CO_2} + C_{v,H_2O,535} \cdot \omega_{H_2O} + C_{v,N_2,535} \cdot \omega_{N_2} + C_{v,O_2,535} \cdot \omega_{O_2} \quad (5.5.13)$$

$$c_{v,2} = 0,78865 \cdot 0,061 + 1,48055 \cdot 0,1211 + 0,67753 \cdot 0,7425 + 0,78209 \cdot 0,0762$$

$$c_{v,2} = 0,923 \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

**Výpočet tepla odvedeného kompresiou:**

$$q_{12} = \frac{n_k - \kappa}{n_k - 1} \cdot (T_1 \cdot c_{v,1} - T_2 \cdot c_{v,2}) \quad (5.5.14)$$

$$q_{12} = \frac{1,25 - 1,4}{1,25 - 1} \cdot (343,15 \cdot 0,728 - 638 \cdot 0,923)$$

$$q_{12} = 203,43 \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

**Výpočet práce cyklu pri polytropickej kompresii(1-2):**

$$A_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1}{n_k - 1} \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \quad (5.5.15)$$

$$A_{12} = \frac{250000 \cdot 2,171 \cdot 10^{-3}}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{638}{343,15}\right)$$

$$A_{12} = -1865 \quad [J/cyklus]$$

**Výpočet kompresného príkonu motora:**

$$P_{12} = A_{12} \cdot i \cdot \frac{n}{2} \quad (5.5.16)$$

$$P_{12} = 1865,6 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60}$$

$$P_{12} = 139\,875 \quad [W]$$

	<i>CO<sub>2</sub></i>		<i>H<sub>2</sub>O</i>		<i>O<sub>2</sub></i>		<i>N<sub>2</sub></i>	
koeficient	b	a	b	a	b	a	b	a
u	1,7827	0,001561	1,6166	0,000175	1,0538	0,00007472	0,098986	0,000065788
i	1,73614	0,000413	1,47301	0,00025	1,32107	0,0001416	1,28392	0,00010851

Tabuľka 9. Hodnoty koeficientov mernej entalpie a mernej vnútornej energie pre jednotlivé zložky spalín

**Výpočet koeficientov pre mernú vnútornú energiu:**

$$a = u_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + u_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} + u_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + u_{O_2} \cdot \omega_{O_2} \quad (5.5.17)$$

$$a = 0,001561 \cdot 0,061 + 0,000175 \cdot 0,1211 + 0,00006578 \cdot 0,7425 + 0,00007472 \cdot 0,0762$$

$$a = 0,0000171 \quad [-]$$

$$b = u_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + u_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} + u_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + u_{O_2} \cdot \omega_{O_2} \quad (5.5.18)$$

$$b = 1,7827 \cdot 0,061 + 1,6616 \cdot 0,1211 + 0,98986 \cdot 0,7425 + 1,0538 \cdot 0,0762$$

$$b = 1,12523 \quad [-]$$

**Výpočet koeficientov pre mernú entalpiu:**

$$a = i_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + i_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} + i_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + i_{O_2} \cdot \omega_{O_2} \quad (5.5.19)$$

$$a = 0,000413 \cdot 0,061 + 0,00025 \cdot 0,1211 + 0,00010851 \cdot 0,7425 + 0,0001416 \cdot 0,0762$$

$$a = 0,0001468 \quad [-] \quad (5.5.20)$$

$$b = i_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + i_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O} + i_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + i_{O_2} \cdot \omega_{O_2}$$

$$b = 1,73614 \cdot 0,061 + 1,47301 \cdot 0,1211 + 1,28392 \cdot 0,7425 + 1,32107 \cdot 0,0762$$

$$b = 1,33826 \quad [-]$$

**Výpočet mernej vnútornej energie vzduchu v bode 2:**

$$u_2 = b \cdot t_2 + a \cdot t_2^2 \quad (5.5.21)$$

$$u_2 = 1,12523 \cdot 346,85 + 0,0000171 \cdot 346,85^2$$

$$u_2 = 392,34 \quad [kJ \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet vnútornej energie v bode 2:**

$$U_2 = V_{pl}^+ \cdot \lambda \cdot V_{vz,t}^s \cdot u_2 \quad (5.5.22)$$

$$U_2 = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 1,63 \cdot 9,495 \cdot 392,34$$

$$U_2 = 1,34 \quad [kJ/cyklus]$$

**5.5.3 Spaľovanie za konštantného objemu****Výpočet množstva tepla uvoľneného spálením časti paliva pri izochorickom priebehu:**

$$Q_{23} = V_{pl}^+ \cdot Q_i \cdot \chi \cdot \eta_{ch} \quad (5.5.23)$$

$$Q_{23} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 34 \, 891 \cdot 0,6 \cdot 0,95$$

$$Q_{23} = 4,456 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet vnútornej energie v bode 3:**

$$U_3 = U_2 + Q_{23} \quad (5.5.24)$$

$$U_3 = 1,34 + 4,456$$

$$U_3 = 5,796 \quad [kJ/cyklus]$$

**Skutočné celkové spaliny:**

$$V_{sp,celkové} = [V_{sp,t}^v + V_{vz,teor} \cdot (\lambda - 1)] \cdot V_{pl}^+ \quad (5.5.25)$$

$$V_{sp,celkové} = [10,498 + 9,495 \cdot (1,63 - 1)] \cdot 2,21 \cdot 10^{-4}$$

$$V_{sp,celkové} = 3,642 \cdot 10^{-3} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet mernej vnútornej energie pre v bode 3:**

$$u_3 = \frac{U_3}{V_{sp,celkové}} \quad (5.5.26)$$

$$u_3 = \frac{5,796}{3,642 \cdot 10^{-3}}$$

$$u_3 = 1591 \quad [kJ \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet teploty v bode 3:**

Teplotu  $t_3$  určím z regresívnej funkcie vnútornej energie.

$$u_3 = b \cdot t_3 + a \cdot t_3^2 \quad (5.5.27)$$

$$1591 = 1,12523 \cdot t_3 + 0,0000171 \cdot t_3^2$$

Po vypočítaní kvadratickej rovnice dostanem teplotu  $t_3$

$$Di = b^2 - 4 \cdot a \cdot c \quad (5.5.28)$$

$$Di = 1,12523^2 - 4 \cdot 0,0000171 \cdot (-1591)$$

$$Di = 1,374 \quad [-]$$

$$t_3 = \frac{-b + \sqrt{Di}}{2 \cdot a} \quad (5.5.29)$$

$$t_3 = \frac{-1,12523 + \sqrt{1,374}}{2 \cdot 0,0000171}$$

$$t_3 = 1372 \quad [^{\circ}C]$$

$$T_3 = 1646,15 \quad [K]$$

**Výpočet tlaku na konci izochorického prívodu tepla(v bode3):**

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (5.5.30)$$

$$p_3 = 4,58 \cdot \frac{1646,15}{638}$$

$$p_3 = 11,82 \quad [MPa]$$

**Výpočet súčiniteľa izochorického nárastu tlaku:**

$$\lambda_p = \frac{p_3}{p_2} \quad (5.5.31)$$

$$\lambda_p = \frac{11,82}{4,69}$$

$$\lambda_p = 2,52 \quad [-]$$

#### 5.5.4 Spaľovanie za konštantného tlaku

**Výpočet množstva tepla uvoľneného spálením zostatku paliva:**

$$Q_{34} = V_{pl}^+ \cdot Q_i \cdot \eta_{ch} (1 - \chi) \quad (5.5.32)$$

$$Q_{34} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 34\,891 \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,6)$$

$$Q_{34} = 2,93 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet množstva tepla odvedeného chladením:**

$$Q_{chl34} = V_{pl}^+ \cdot Q_i \cdot \chi_{chl} \cdot \chi_p \quad (5.5.33)$$

$$Q_{chl34} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 34\,891 \cdot 0,3 \cdot 0,2$$

$$Q_{chl34} = 0,462 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet mernej entalpie pre bod 3:**

$$i_3 = b \cdot t_3 + a \cdot t_3^2 \quad (5.5.35)$$

$$i_3 = 1,33826 \cdot 1373 + 0,0001468 \cdot 1373^2$$

$$i_3 = 2112,5 \quad [kJ \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet entalpie pre bod 3:**

$$I_3 = i_3 \cdot V_{sp,celkov\acute{e}} \quad (5.5.36)$$

$$I_3 = 2112,5 \cdot 3,642 \cdot 10^{-3}$$

$$I_3 = 7,693 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet entalpie v bode 4:**

$$I_4 = I_3 + Q_{34} - Q_{chl34} \quad (5.5.37)$$

$$I_4 = 7,693 + 2,93 - 0,462$$

$$I_4 = 10,161 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet mernej entalpie v bode 4:**

$$i_4 = \frac{I_4}{V_{sp,c}} \quad (5.5.38)$$

$$i_4 = \frac{10,161}{3,642 \cdot 10^{-3}}$$

$$i_4 = 2789 \quad [kJ \cdot m_N^{-3}]$$

**Výpočet teploty v bode 4:**

$$i_4 = b \cdot t_4 + a \cdot t_4^2 \quad (5.5.39)$$

$$2789 = 1,340660797 \cdot t_4 + 0,000149084 \cdot t_4^2$$

$$Di = b^2 - 4 \cdot a \cdot c$$

$$Di = 1,340660797^2 - 4 \cdot 0,000149084 \cdot (-2789)$$

$$Di = 3,46 \quad [-]$$

$$t_4 = \frac{-b + \sqrt{Di}}{2 \cdot a} \quad (5.5.40)$$

$$t_4 = \frac{-1,340660797 + \sqrt{3,46}}{2 \cdot 0,000149084}$$

$$t_4 = 1742 \quad [^{\circ}C]$$

$$T_4 = 2015,15 \quad [K]$$

**Výpočet objemu pre bod 4:**

$$\text{Objem v bode 3. je rovnaký ako v bode 2., } V_3 = V_2 = 1,81 \cdot 10^{-4} \quad [m^3]$$

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3} \quad (5.5.41)$$

$$V_4 = 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2015,15}{1646,15}$$

$$V_4 = 2,21 \cdot 10^{-4} \quad [m^3]$$

**Výpočet súčiniteľa plnenia:**

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} \quad (5.5.42)$$

$$\rho = \frac{2,21 \cdot 10^{-4}}{1,81 \cdot 10^{-4}}$$

$$\rho = 1,22 \quad [-]$$

**Výpočet práce cyklu pri izobarickej expanzii(3-4):**

$$\text{Tlak v bode 4. je rovnaký ako v bode 3., } p_4 = p_3 = 11,82 \quad [MPa]$$

$$A_{34} = p_4 \cdot (V_4 - V_3) \quad (5.5.43)$$

$$A_{34} = 11,82 \cdot 10^6 \cdot (2,21 \cdot 10^{-4} - 1,81 \cdot 10^{-4})$$

$$A_{34} = 472,8 \quad [J/cyklus]$$

### 5.5.5 Polytropická expanzia

Hlavným predpokladom pre ideálny obeh spaľovacieho motora je polytropická kompresia s konštantnou hodnotou polytropického exponentu  $n_e$ .

#### Výpočet tlaku pre bod 5:

Objem v bode 5. Je rovnaký ako v bode 1.,  $V_5=V_1=2,171.10^{-3}$  [ m<sup>3</sup>]

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{n_e} \quad (5.5.44)$$

$$p_5 = 11,82 \cdot \left(\frac{2,21.10^{-4}}{2,171.10^{-3}}\right)^{1,25}$$

$$p_5 = 0,68 \quad [\text{MPa}]$$

#### Výpočet teploty v bode 5:

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{n_e-1} \quad (5.5.45)$$

$$T_5 = 2015,15 \cdot \left(\frac{2,21.10^{-4}}{2,171.10^{-3}}\right)^{1,25-1}$$

$$T_5 = 1138,25 \quad [\text{K}]$$

#### Výpočet mernej entalpie v bode 5:

$$i_5 = b \cdot t_5 + a \cdot t_5^2 \quad (5.5.46)$$

$$i_5 = 1,340660767.865,1 + 0,0001495.865,1^2$$

$$i_5 = 1271 \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}]$$

#### Výpočet práce cyklu pri polytropickzej expanzii(4-5):

$$A_{45} = \frac{p_4 \cdot V_4}{n_e - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{1,25-1}\right] \quad (5.5.47)$$

$$A_{45} = \frac{11,82.10^6 \cdot 2,21.10^{-4}}{1,25-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{2,21.10^{-4}}{2,171.10^{-3}}\right)^{1,25-1}\right]$$

$$A_{45} = 4547 \quad [\text{J/cyklus}]$$

### 5.5.6 Výfuk spalín

Tak v bode 6. je vyšší než tlak barometrický u atmosférického motora. Pretlak je daný odporom výfukového traktu. U preplňovaných motorov je tlak v bode 6 vyšší než tlak v priebehu plnenia. Výfuk je rozdelený na dve časti – pokles tlaku pri otvorení výfukového ventilu a ochladenie média v priebehu vytlačovania. Teplota spalín vo výfuku je nižšia než na začiatku výfuku.

### Výpočet teploty vo výfuku:

$$\varepsilon_K = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.5.48)$$

$$\varepsilon_K = \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$\varepsilon_K = 0,528 \quad [-]$$

$$\varepsilon_K > \frac{p_6}{p_5} - \text{Jedná sa o nadkritický výtok}$$

$$\varepsilon_K < \frac{p_6}{p_5} - \text{Jedná sa o podkritický výtok}$$

V našom prípade sa jedná o nadkritický výtok a pre ten platí rovnica výpočtu pre teplotu:

$$T_6 = T_5 \cdot \varepsilon_K^{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right)} \quad (5.5.49)$$

$$T_6 = 1138,25 \cdot 0,528^{\left(\frac{1,4}{1,4-1}\right)}$$

$$T_6 = 949 \quad [K]$$

### Výpočet tepla odvedeného pri výtlaku spalín:

$$Q_{chl67} = V_{pl}^+ \cdot Q_i \cdot \chi_v \cdot \chi_{chl} \quad (5.5.50)$$

$$Q_{chl67} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 34\,891 \cdot 0,1 \cdot 0,3$$

$$Q_{chl67} = 0,231 \quad [kJ/cyklus]$$

### Výpočet práce cyklu potrebnej k výmene média- sanie a výfuk:

$$A_{sv} = V_z(p_6 - p_1) \quad (5.5.51)$$

$$A_{sv} = 1,99 \cdot 10^{-3} (0,25 \cdot 10^6 - 0,21 \cdot 10^6)$$

$$A_{sv} = -79,6 \quad [J/cyklus]$$

## .2.7 Práca Motoru

### Výpočet práce cyklu v jednom valci:

$$A_{vn} = A_{12} + A_{34} + A_{45} + A_{sv} \quad (5.5.52)$$

$$A_{vn} = -1865 + 472,8 + 4547 - 79,6$$

$$A_{vn} = 3075,2 \quad [J/cyklus]$$

### Výpočet celkovej práce celého motora:

$$A_{id} = A_{vn} \cdot i \quad (5.5.53)$$

$$A_{id} = 3075,2 \cdot 6$$

$$A_{id} = 18451,2 \quad [J/cyklus]$$

### 5.5.7 Výkon a prevádzkové hodnoty motora:

Výpočet indukovaného výkonu motora:

$$P_{in} = A_{vn} \cdot i \cdot \frac{n}{2} \cdot \eta_P \quad (5.5.54)$$

$$P_{in} = 3075,6 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} \cdot 0,8$$

$$P_{in} = 240,1 \quad [kW]$$

Výpočet efektívneho(spojkového) výkonu motora:

$$P_{sp} = P_{in} \cdot \eta_m \quad (5.5.55)$$

$$P_{sp} = 265,2 \cdot 0,82$$

$$P_{sp} = 209,1 \quad [kW]$$

Výpočet spotreby paliva:

$$m_{plyn} = V_{pl}^+ \cdot i \cdot \frac{n}{2} \quad (5.5.56)$$

$$m_{plyn} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60}$$

$$m_{plyn} = 0,0166 \quad [m_N^3 \cdot s^{-1}]$$

Výpočet tepelného príkonu v palive:

$$P_{pl} = m_{plyn} \cdot Q_i \quad (5.5.57)$$

$$P_{pl} = 0,0166 \cdot 34\,891$$

$$P_{pl} = 515 \quad [kW]$$

Výpočet elektrickej účinnosti:

$$\eta_e = \frac{P_{sp}}{P_{pl}} \cdot 100 \quad (5.5.58)$$

$$\eta_e = \frac{209\,000}{515\,000} \cdot 100$$

$$\eta_e = 38,9 \quad [\%]$$

Výpočet mernej spotreby paliva:

$$\mu_{pl} = \frac{m_{pl}}{P_{sp}} \cdot 3600 \quad (5.5.59)$$

$$\mu_{pl} = \frac{0,0166}{209,3} \cdot 3600$$

$$\mu_{pl} = 0,286 \quad [m_N^3 \cdot kWh^{-1}]$$



**Výpočet účinnosti ideálneho motora:**

$$\eta_{ti} = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}\right) \cdot 100 \quad (5.5.60)$$

$$\eta_{ti} = \left(1 - \frac{1}{12^{(1,4-1)}}\right) \cdot 100$$

$$\eta_{ti} = 62,9 \quad [\%]$$

**Výpočet termodynamickej účinnosti:**

$$\eta_{td-in} = \frac{\eta_t}{\eta_{ti} \cdot \eta_m} \cdot 100 \quad (5.5.61)$$

$$\eta_{td-in} = \frac{0,406}{0,629 \cdot 0,82} \cdot 100$$

$$\eta_{td-in} = 78,7 \quad [\%]$$

$$\eta_{td} = \eta_{ti} \cdot \eta_{td-in} \cdot \eta_m \quad (5.5.62)$$

$$\eta_{td} = 0,629 \cdot 0,787 \cdot 0,9$$

$$\eta_{td} = 44,6 \quad [\%]$$

**Výpočet merného špecifického výkonu:**

$$\sigma = \frac{P_{sp}}{i \cdot V_z} \quad (5.5.63)$$

$$\sigma = \frac{209,3}{6 \cdot 1,99 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma = 17,52 \quad [kW \cdot dm^{-1}]$$

**Výpočet stredného efektívneho tlaku:**

$$p_{ef} = \frac{2 \cdot P_{sp}}{i \cdot V_z \cdot n} \quad (5.5.64)$$

$$p_{ef} = \frac{2 \cdot 209 \, 300 \cdot 60}{6 \cdot 1,99 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}$$

$$p_{ef} = 1,41 \quad [MPa]$$

**5.5.8 Tepelná bilancia motora****Výpočet tepla odvedeného olejom:**

$$P_{ol} = P_{pl} \cdot \left(1 - \frac{\eta_m}{100}\right) \quad (5.5.65)$$

$$P_{ol} = 515 \cdot \left(1 - \frac{82}{100}\right)$$

$$P_{ol} = 65,9 \quad [KW]$$

**Výpočet Tepla odvedeného spalínami:**

V prvej fázi výfuku prebieha s adiabatickým poklesom z teploty  $T_5$  na  $T_6$

V druhej fázi dochádza k ochladeniu spalín z dôvodu odvodu tepla do stien motora.

Celkové teplo odvedené chladením predstavuje asi 35%  $m_{plyn}$ .

$$q_{clad} = V_{pl}^+ \cdot Q_i^r \cdot 0,35 \quad (5.5.66)$$

$$q_{clad} = 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot 34\,891 \cdot 0,35$$

$$q_{clad} = 2,699 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet tepla pri výfuku:**

$$q_{67} = q_{clad} \cdot \chi_v \quad (5.5.67)$$

$$q_{67} = 2,699 \cdot 0,1$$

$$q_{67} = 0,2699 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet mernej entalpie v bode 6:**

$$i_6 = b \cdot t_6 + a \cdot t_6^2 \quad (5.5.68)$$

$$i_6 = 1,340660767 \cdot 675,85 + 0,0001495 \cdot 675,85^2$$

$$i_6 = 974 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet entalpie v bode 6:**

$$I_6 = i_6 \cdot V_{sp, celkové} \quad (5.5.69)$$

$$I_6 = 974 \cdot 3,642 \cdot 10^{-3}$$

$$I_6 = 3,54 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet entalpie v bode 7:**

$$I_7 = I_6 - q_{67} \quad (5.5.70)$$

$$I_7 = 3,54 - 0,2699$$

$$I_7 = 3,277 \quad [kJ/cyklus]$$

**Výpočet mernej entalpie v bode 7:**

$$i_7 = \frac{I_7}{V_{sp,c}} \quad (5.5.71)$$

$$i_7 = \frac{3,277}{3,642 \cdot 10^{-3}}$$

$$i_7 = 512 \quad [kJ \cdot m_N^{-3}]$$

### Výpočet teploty v bode 7:

$$i_7 = b \cdot t_7 + a \cdot t_7^2 \quad (5.5.72)$$

$$899 = 1,340660797 \cdot t_7 + 0,000149084 \cdot t_7^2$$

$$Di = b^2 - 4 \cdot a \cdot c$$

$$Di = 1,340660797^2 - 4 \cdot 0,000149084 \cdot (-491)$$

$$Di = 2,09 \quad [-]$$

$$t_7 = \frac{-b + \sqrt{Di}}{2 \cdot a} \quad (5.5.73)$$

$$t_7 = \frac{-1,340660797 + \sqrt{2,09}}{2 \cdot 0,000149084}$$

$$t_7 = 352 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_7 = 625,15$$

### Výpočet tepla odvedeného vo výfukových plynoch(strata teplom v spalínach):

$$P_{vyf} = [V_{sp,t}^v + V_{vz,teor} \cdot (\lambda - 1)] \cdot m_{plyn} \cdot i_{7,sp} \quad (5.5.74)$$

$$P_{vyf} = [V_{sp,t}^v + V_{vz,teor} \cdot (\lambda - 1)] \cdot m_{plyn} \cdot i_{7,sp}$$

$$P_{vyf} = [10,498 + 9,495 \cdot (1,63 - 1)] \cdot 0,0166 \cdot 512$$

$$P_{vyf} = 140,1 \quad [\text{KW}]$$

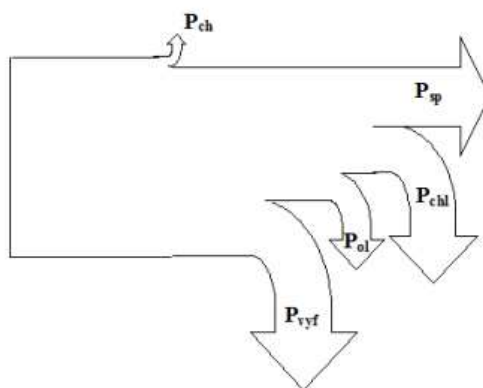
### Výpočet straty chladením a bilančný rozdiel:

Tepelná bilancia motora je znázornená v diagrame na obr.12. Teplo zatratené chemickým nedopalom zanedbám pretože v spaliny obsahujú iba CO a toto množstvo je zanedbateľné  $P_{chem} = 0$  [KW]

$$P_{chl} = P_{pl} - P_{ol} - P_{chem} - P_{sp} - P_{vyf} \quad (5.5.75)$$

$$P_{chl} = 515 - 65,9 - 0 - 209 - 140,1$$

$$P_{chl} = 96,9 \quad [\text{KW}]$$



Obrázok 12 Sankeyov diagram spaľovacieho motora

Tabuľka 10. obsahuje hodnoty z tepelnej bilančného výpočtu motora

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka	Percentuálny podiel
Teplo stratené chemickým nedopalom	$P_{chem}$	0	kW	0%
Efektívny výkon motora	$P_{sp}$	209	kW	40,5%
Teplo odvedené olejom	$P_{ol}$	65,9	kW	12,8%
chladenie a bilančný rozdiel	$P_{chl}$	96,9	kW	18,8%
Teplo odvedené výfukom	$P_{vyf}$	140,1	kW	27,2%
Tepelný príkon v palive	$P_{pl}$	515	kW	100 %

Tabuľka 10 Tepelná bilancia motora

### Celkový tepelný výkon:

$$P_t = P_{vyf} + P_{chl} \quad (5.5.76)$$

$$P_t = 140,1 + 96,9$$

$$P_t = 237 \quad [KW]$$

### tepelná účinnosť:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{pl}} \cdot 100 \quad (5.5.77)$$

$$\eta_t = \frac{240100}{515\,000} \cdot 100$$

$$\eta_t = 46,6 \quad [\%]$$

### Celková účinnosť:

$$\eta_c = \eta_e + \eta_t \quad (5.5.78)$$

$$\eta_c = 40,6 + 46,6$$

$$\eta_c = 87,2 \quad [\%]$$

### teplárensky modul jednotky:

$$e = \frac{P_{ef}}{P_t} \quad (5.5.79)$$

$$e = \frac{194}{240}$$

$$e = 0,8 \quad [-]$$

### hodinová spotreby paliva:

$$V_{pl,h} = V_{pl} \cdot 3600 \quad (5.5.80)$$

$$V_{pl,h} = 0,0166 \cdot 3600$$

$$V_{pl,h} = 59,76$$

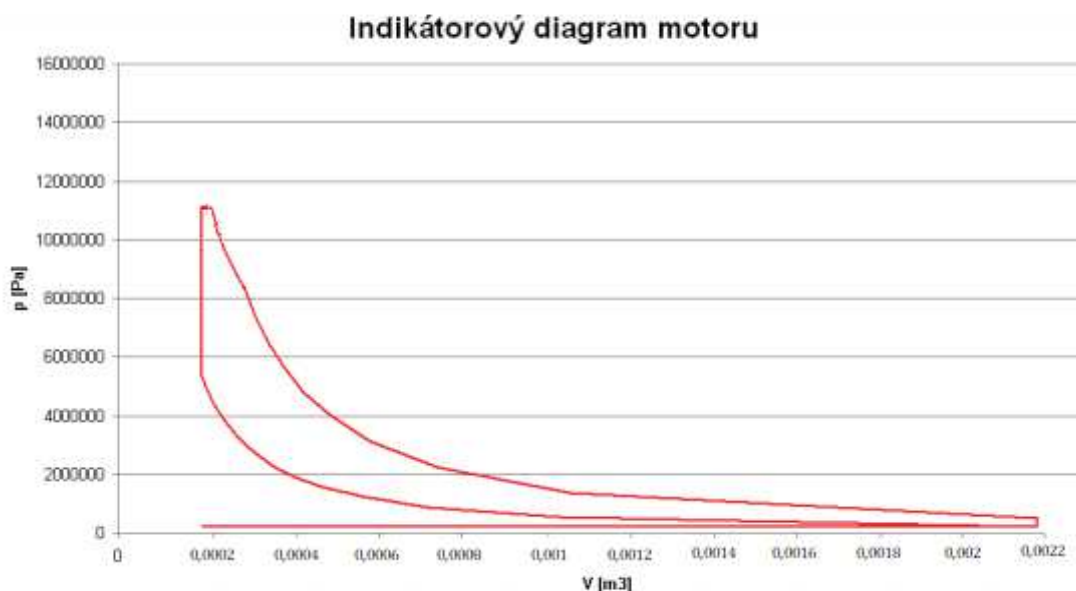
$$[m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$$

V tabuľke 11. sú uvedené parametre jednotky stanovené z výpočtu. Na grafe je znázornený indikátorový diagram na základe napočítaných hodnôt.

Tabuľka 11 Základné technické parametre jednotky

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Tepelný príkon v palive	$P_{pl}$	515	kW
Elektrický(Efektívny)výkon	$P_{ef}$	194	kW
Celkový Tepelný výkon	$P_t$	237	kW
Elektrická účinnosť	$\eta_e$	40,6	%
Tepelná účinnosť	$\eta_t$	46,6	%
Celková účinnosť	$\eta_c$	87,2	%
Spotreba plynu	$V_{pl,h}$	68,58	$[m_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$

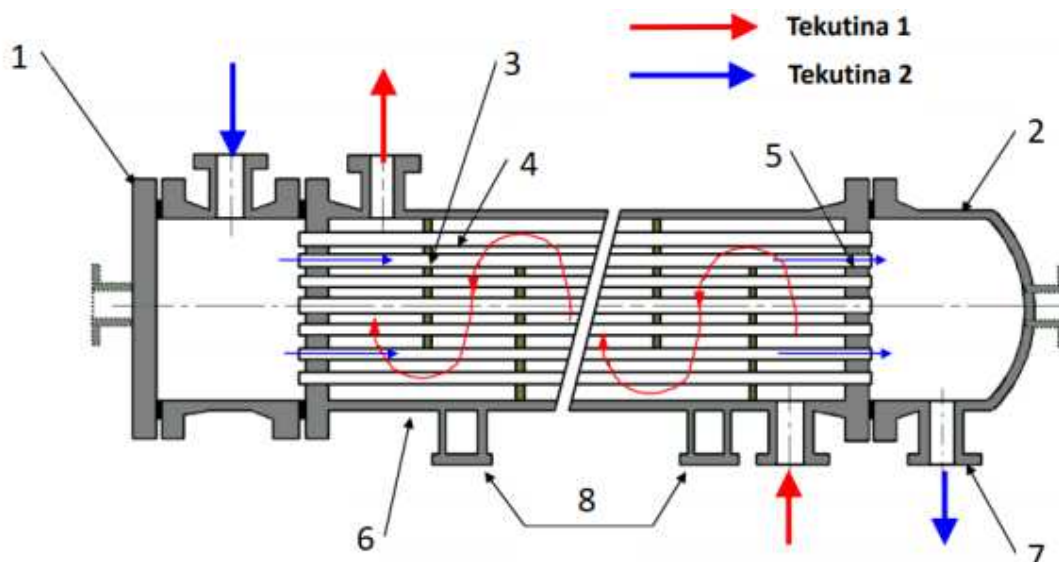
Diagram p-v:



Graf 4. Indikátorový p-V diagram podľa vypočítaných hodnôt

## 5.6 Návrh výmenníku Spaliny-Voda

Pred výpočtom predpokladám že navrhovaný výmenník bude trubkový-ležatý, rekuperačný v protiprúdnom zapojení s priečnym prúdením, ktoré zaistia segmentové prepážky. Voda bude prúdiť v trubkách a spaliny ju budú obtekať v kanáli tak ako je to obr.12.



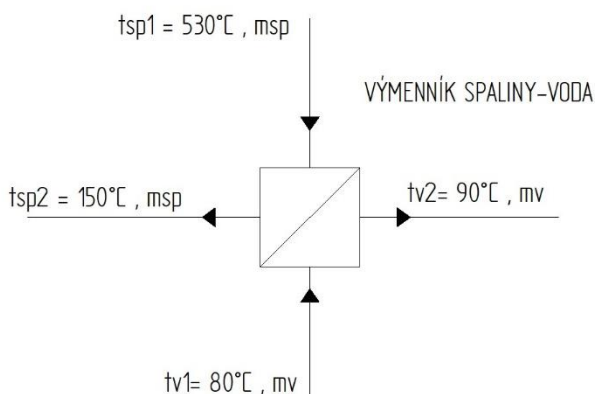
Obrázok 12.Schéma trubkového výmenníka

Výmenníky tepla so zväzkom rúr v plášti sú najstarším a najbežnejším druhom rekuperačného výmenníka. Sú vhodné pre širokú škálu použitia a poskytujú veľký rozsah pomeru výhrevnej plochy a objemu výmenníka. Taktiež sa dajú použiť pri vysokých a nízkych tlakoch a teplotách. Výmenníky sú jednoduché na údržbu (mechanicky a chemicky) a časti ktoré sú najviac opotrebitelné, ako tesnenia a rúrky, je možné vymeniť. Výmenník sa skladá z prednej (1) a zadnej komory(2), kde vstupuje a vystupuje médium tečúce v rúrach výmenníka. Na uchytenie rúr sa používajú rúrkovnice(5). Priehradky (3) usmerňujú prúdenie spalín v medzi rúrovom priestore a zároveň zabráňujú ohýbaniu a chveniu rúrok. Plášť (6) obaľuje rúrky s priehradkami a nachádzajú sa na ňom podstavce pre uchytenie výmenníka (8).

Navrhovaný výmenník spaliny-voda bude slúžiť k dohrievaniu vykurovacej vody pre vykurovanie z 80°C na 90°C.Vymenník bude odoberať odpadové teplo spalín zo spaľovania zemného plynu v piestovom spaľovacom motore a bude ho predávať vykurovaciemu médiu-vode. Bilančná schéma výmenníka je znázornené na obr.13.

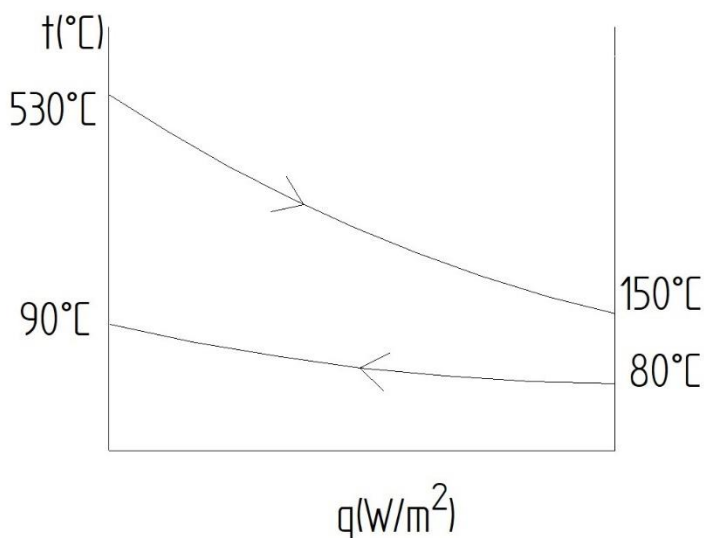
Objemový tok zemného plynu pri normálnej teplote	$V_{pl,n}$	0,0166	$[\text{m}_\text{N}^3/\text{s}]$
Teplota spalín na vstupe do výmenníku	$t_{sp,1}$	530	$[\text{°C}]$
Teplota spalín na výstupe z výmenníku	$t_{sp,2}$	150	$[\text{°C}]$
Teplota vody na vstupe do výmenníku	$t_{v,1}$	80	$[\text{°C}]$
Teplota vody na výstupe z výmenníku	$t_{v,2}$	90	$[\text{°C}]$
Teoretické množstvo spaľovacieho vzduchu	$V_{vz,t}$	9,495	$[\text{m}_\text{N}^3/\text{m}_\text{N}^3]$
Teoretické množstvo vlhkých spalín	$V_{sp,t}^v$	10,498	$[\text{m}_\text{N}^3/\text{m}_\text{N}^3]$
Prebytok vzduchu	$\lambda$	1,63	$[-]$

Tabuľka 12. -Parametre pre výpočet spalínového výmenníka



Obrázok 13. Bilančná schéma navrhovaného výmenníku

Schéma navrhovaného protiprúdu je znázornená na obr 14.



Obrázok 14. Schéma protiprúdu navrhovaného výmenníka

**Určenie entalpií spalín:**

Výpočet entalpií vychádza z rovnice  $i = b \cdot t + a \cdot t^2$ , kde koeficienty a, b som získal z doporučenej literatúry .

$$i_{sp,1} = 1,430255 \cdot t_{sp,1} + 0,000114116 \cdot t_{sp,1}^2 \quad (5.6.1)$$

$$i_{sp1} = 1,430255 \cdot 530 + 0,000114116 \cdot 530^2$$

$$i_{sp1} = 790 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$i_{sp,2} = 1,430255 \cdot t_{sp,2} + 0,000114116 \cdot t_{sp,2}^2 \quad (5.6.2)$$

$$i_{sp,2} = 1,430255 \cdot 150 + 0,000114116 \cdot 150^2$$

$$i_{sp,2} = 217 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

**Tepelný príkon v spalínách:**

$$P_p = V_{pl} \cdot (V_{sp,t}^v + (\lambda - 1) \cdot V_{vz,t}^s) \cdot i_{sp1} \quad (5.6.3)$$

$$P_p = 0,0166 \cdot (10,498 + (1,63 - 1) \cdot 9,495) \cdot 790$$

$$P_p = 215,67 \quad [kW]$$

**Celkového množstvo spalín:**

$$V_{sp} = V_{pl,n} \cdot (V_{sp,t}^v + (\lambda - 1) \cdot V_{vz,t}^s) \quad (5.6.4)$$

$$V_{sp} = 0,0166 \cdot (10,498 + (1,63 - 1) \cdot 9,495)$$

$$V_{sp} = 0,273 \quad [mN^3 \cdot s^{-1}]$$

**Tepelný výkon spalín:**

$$\Delta i_{sp} = i_{sp1} - i_{sp2} \quad (5.6.5)$$

$$\Delta i_{sp} = 790 - 217$$

$$\Delta i_{sp} = 573 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$P_v = V_{sp} \cdot \Delta i_{sp} \quad (5.6.6)$$

$$P_v = 0,273 \cdot 573$$

$$P_v = 156,42 \quad [kW]$$

**Tepelná strata:**

Súčiniteľ strát  $\xi_z = 0,017$

$$P_z = P_p \cdot \xi_z \quad (5.6.7)$$

$$P_z = 215,67 \cdot 0,017$$

$$P_z = 2,65 \quad [kW]$$



**Tepelný výkon výmenníku:**

$$P_T = P_p - P_v - \xi_z \quad (5.6.8)$$

$$P_T = 215,67 - 156,42 - 2,65$$

$$P_T = 59,25 \quad [\text{kW}]$$

### 5.6.1 Výpočet pre stranu vody:

**Rozdiel teplôt-ľavá strana:**

$$\Delta t' = t_{sp,1} - t_{v,2} \quad (5.6.9)$$

$$\Delta t' = 530 - 90$$

$$\Delta t' = 420 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Rozdiel teplôt-pravá strana:**

$$\Delta t'' = t_{sp,2} - t_{v,1} \quad (5.6.10)$$

$$\Delta t'' = 150 - 80$$

$$\Delta t'' = 70 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Stredný logaritmický rozdiel protiprúdneho výmenníku:**

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (5.6.11)$$

$$\Delta t_{str} = \frac{(530-90)-(150-80)}{\ln \frac{530-90}{150-80}}$$

$$\Delta t_{str} = 201 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Stredná teplota vody:**

$$t_{str,v} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \quad (5.6.12)$$

$$t_{str,v} = \frac{80+90}{2}$$

$$t_{str,v} = 85 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Hustota	$\rho_{H_2O}$	968,5	$\text{kg/m}^3$
Merná tepelná kapacita	$c_{pH_2O}$	4,200	$\text{kJ}/(\text{kg.K})$
Dynamická viskozita	$\mu_{H_2O}$	0,00335	$\text{Pa.s}$
Tepelná vodivosť	$\lambda_{H_2O}$	0,671	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Tabulka 13-Fyzikálne vlastnosti vody o teplote 85°C

**Prandtllove číslo:**

$$Pr = \frac{\mu_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}}{\lambda_{H_2O}} \quad (5.6.13)$$

$$Pr = \frac{0,00335 \cdot 4,2 \cdot 1000}{0,671}$$

$$Pr = 2,0968 \quad [-]$$

**Kinematická viskozita:**

$$\nu_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad (5.6.14)$$

$$\nu_{H_2O} = \frac{0,00315}{968,5}$$

$$\nu_{H_2O} = 3,252 \cdot 10^{-7} \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

**Rýchlosť vody:**

Rýchlosť vody vo výmenníku sa volí v rozmedzí 0,4-1,2 [m. s<sup>-1</sup>]

Volím rýchlosť vody  $w_{H_2O} = 1$  [m. s<sup>-1</sup>]

**Množstvo vody vo výmenníku:**

$$m_{H_2O} = \frac{P_T}{c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O}} \quad (5.6.15)$$

$$m_{H_2O} = \frac{59,25}{4,2 \cdot 10}$$

$$m_{H_2O} = 1,41 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

**Prietok vody:**

$$Q_v = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad (5.6.16)$$

$$Q_v = \frac{1,41}{968,5}$$

$$Q_v = 0,001455 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

**Voľba trubiek pre výmenník tepla:**

Volím bezšvíkové rúry pre tlakové nádoby a zariadenia podľa STN 42 5715

Materiál -1.0425 (Oceľ)

vonkajší priemer	D	25,4	mm
vnútorný priemer	d	19,2	mm
hrúbka steny	$t_s$	3,05	mm

Tabuľka 14 - Rozmery trubky podľa STN 42 5715

Dĺžku trubky volím:  $l=1,1$  [m]

**Prestup tepla konvekciou pre pozdĺžne obtekanie plôch:**

Koeficienty:  $C_t$ -je opravný koeficient,  $C_t = 1$

$C_l$ -je opravný koeficient na pomernú dĺžku,  $C_l = 1$

$C_m$ -je opravný koeficient pre prúdenie v medzikruží,  $C_m = 1$

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{H_2O}}{d} \cdot \left[ \frac{w_{H_2O} \cdot d}{\nu_{H_2O}} \right]^{0,8} \cdot Pr_{H_2O}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (5.6.16)$$

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{0,671}{0,0192} \cdot \left[ \frac{1,0,0192}{3,252 \cdot 10^{-7}} \right]^{0,8} \cdot 2,0968^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k1} = 7090 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

## 5.6.2 Výpočet pre stranu spalín:

**Stredná teplota spalín:**

$$t_{ss} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} \quad (5.6.17)$$

$$t_{ss} = \frac{530 + 150}{2}$$

$$t_{ss} = 340 \quad [^{\circ}C]$$

Kinematická viskozita	$\nu_{sp}$	$50,85 \cdot 10^{-6}$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Tepelná vodivosť	$\lambda_{sp}$	0,0527	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Prandtlve číslo	$Pr_{sp}$	0,645	-

Tabuľka 15 - Tabuľka hodnôt pre spaliny o teplote 340°C

**Rýchlosť spalín:**

$$\text{Rýchlosť spalín sa volí u plynov do 20} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$\text{Volím rýchlosť } w_{sp} = 19 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

**Reynoldsove číslo:**

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \quad (5.6.18)$$

$$Re = \frac{19 \cdot 0,025}{50,85 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 9341 \quad [-]$$

**Priečna vzdialenosť os trubiek:**

$$\text{Volím pomernú priečnu rozteč rúr } \sigma_1 = 4 \quad [-]$$

$$s_1 = \sigma_1 \cdot D \quad (5.6.19)$$

$$s_1 = 4 \cdot 0,025$$

$$s_1 = 0,1 \quad [m]$$

$$\text{Volím počet rúr v rade } z=5 \quad [-]$$

Pre  $z < 10$  a  $\sigma_1 \geq 3$  platí rovnica výpočtu korekčného súčiniteľa:

$$C_z = 4 \cdot z^{0,02} - 3,2 \quad (5.6.20)$$

$$C_z = 4 \cdot 5^{0,02} - 3,2$$

$$C_z = 0,931 \quad [-]$$

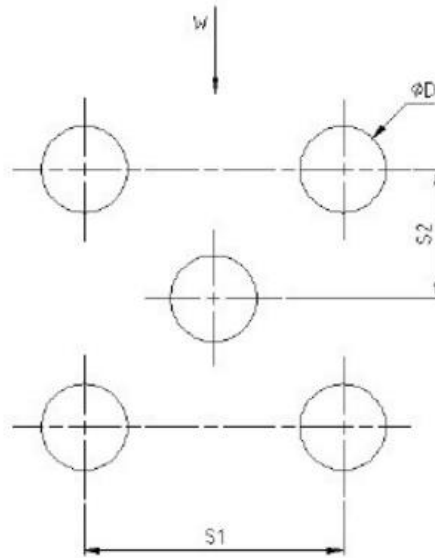
**Pozdĺžna vzdialenosť os trubiek:**

Volím pomernú pozdĺžnu rozteč rúr  $\sigma_2 = 2$  [—]

$$s_2 = \sigma_2 \cdot D \quad (5.6.21)$$

$$s_2 = 2.0,025$$

$$s_2 = 0,05 \quad [m]$$



Obrázok 15.-Rozmiestnenie trubiek vo výmenníku

**Pomerná uhlopriečna rozteč rúr:**

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 \cdot \sigma_2^2} \quad (5.6.22)$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot 16 \cdot 4}$$

$$\sigma'_2 = 2,828 \quad [—]$$

**Výpočet parametra  $\varphi_\sigma$ :**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} \quad (5.6.23)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{4 - 1}{2,858 - 1}$$

$$\varphi_\sigma = 1,641 \quad [—]$$

Pre  $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$  platí rovnica výpočtu korekčného súčiniteľa:

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} \quad (5.6.24)$$

$$C_s = 0,34 \cdot 1,641^{0,1}$$

$$C_s = 0,357 \quad [—]$$

**Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre priečne obtekanie rúr:**

$$\alpha_{k2} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left[ \frac{w_{sp} \cdot D}{v_{sp}} \right]^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (5.6.25)$$

$$\alpha_{k2} = 0,931 \cdot 0,357 \cdot \frac{0,0527}{0,025} \cdot \left[ \frac{19,0,025}{50,85 \cdot 10^{-6}} \right]^{0,6} \cdot 0,65^{0,33}$$

$$\alpha_{k2} = 146,178 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

**Súčiniteľ prestupu tepla:**

$$\text{Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre oceľ je } \lambda_{oc} = 50 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k1} \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{oc}} + \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_{k2} \cdot D}} \quad (5.6.26)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{7090 \cdot 0,0192} + \frac{1}{2,50} + \ln \frac{0,025}{0,0192} + \frac{1}{146,178 \cdot 0,025}}$$

$$k = 11,076 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

**Celková dĺžka rúr:**

$$L = \frac{P_T}{k \cdot \Delta t_{str}} \quad (5.6.27)$$

$$L = \frac{124,199}{11,076 \cdot 198}$$

$$L = 26,6 \quad [m]$$

**Počet rúr:**

$$n = \frac{L}{l} \quad (5.6.28)$$

$$n = \frac{26,6}{1,1}$$

$$n = 24,18 \rightarrow \text{volím počet trubiek 25} \quad [-]$$

**Výpočet priemeru potrubia pre odvod a prívod vykurovacej vody:**

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{H_2O} \cdot n}{\rho_{H_2O} \cdot w_{H_2O} \cdot \pi}} \quad (5.6.29)$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,41 \cdot 25}{968,5 \cdot 1 \cdot \pi}}$$

$$d_v = 0,215 \quad [m]$$

vonkajší priemer	D	219	mm
vnútorný priemer	d	206,4	mm
hrúbka steny	$t_s$	6,3	mm

Tabuľka 16-Tabuľka rozmerov pre vstup a výstup vody

### Výpočet priemeru potrubia pre prívod a odvod spalín:

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{sp}}{w_{sp} \cdot \pi}} \quad (5.6.30)$$

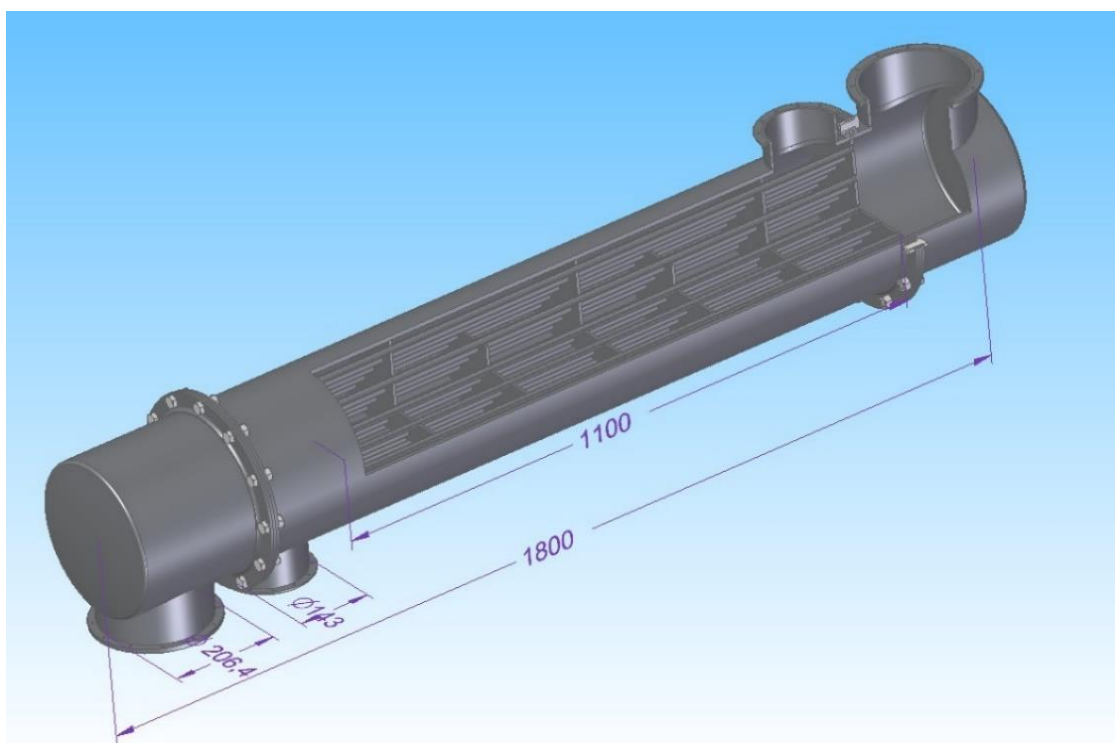
$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,273}{19 \cdot \pi}}$$

$$d_{sp} = 0,135 \quad [m]$$

vonkajší priemer	D	152	mm
vnútorný priemer	d	143	mm
hrúbka steny	$t_s$	4,5	mm

Table 17 Tabuľka rozmerov pre vstup a výstup spalín

Navrhovaný výmenník spaliny-voda je trubkového typu. Plášť výmenníku je tvorený oceľovou bezšvíkovou trúbkou 406 x 11 mm podľa STN 42 5715. Vo výmenníku je 25 usporiadaných trúbek ktorými prúdi voda. Spaliny sa ochladzujú priečnym prúdením medzi trúbkami a predávajú teplo vykurovacej vode v trúbkách. Na obr. 16 je znázornený navrhovaný výmenník Spaliny-Voda pre kogeneračnú jednotku. Konštrukčné riešenie výmenníka je v prílohe 2.



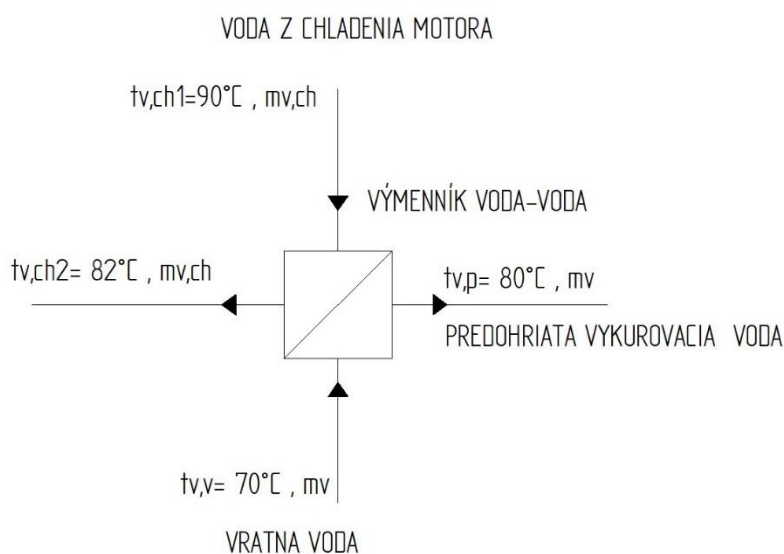
Obrázok 16 Výmenník s navrhnutými rozmermi

## 5.7 Návrh Výmenníku Voda-Voda

Výmenník voda-voda ,bude slúžiť na využívanie tepla z chladenia motora. Na obrázku 17 je znázornená bilančná schéma navrhovaného výmenníka. Teplo chladiacej vody motora predá prostredníctvom výmenníka svoje teplo vratnej vode vracajúcej sa zo spiatočky vykurovacieho systému o teplote 70°C a predhreje ju na teplotu 80°C. Predohriata voda bude ďalej pokračovať do spalínového výmenníka.

Chladienie a bilančný rozdiel	$P_{chl}$	96,9	kW
Teplota vratnej vody na vstupe do výmenníka	$t_{vv}$	70	[°C]
Teplota predhriatej vykurovacej vody	$t_{v,o}$	80	[°C]
Teplota chladiacej vody na vstupe do výmenníka	$t_{chv,1}$	95	[°C]
Teplota chladiacej vody na výstupe z výmenníka	$t_{chv,2}$	82	[°C]
Množstvo chladiacej vody	$m_{H_2O_{ch}}$	0,005	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]

Tabuľka 18. Parametre pre výpočet výmenníku voda-voda



Obrázok 17. Bilančná schéma navrhovaného výmenníka

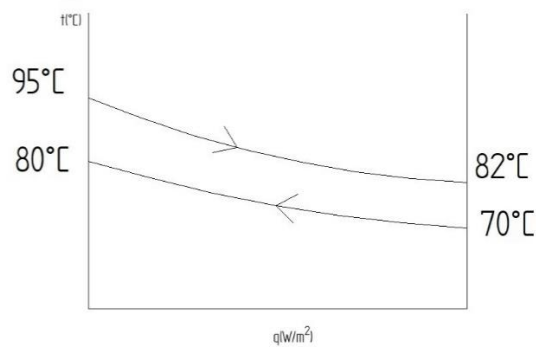
Nakoľko je splnená podmienka:

$$\frac{\Delta t'}{\Delta t''} \leq 1,7 \quad (5.7.1)$$

$$\frac{\Delta t'}{\Delta t''} = \frac{15}{12}$$

$$\frac{\Delta t'}{\Delta t''} = 1,25 \leq 1,7 \quad [-]$$

Budem navrhovať výmenník ako protiprúdny. Schéma protiprúdu je znázornená na obr.18.



Obrázok 18. Schéma protiprúdeho výmenníku

### 5.7.1 Výpočet pre ohrievanú vodu

**Rozdiel teplôt-ľavá strana:**

$$\Delta t' = 95 - t_{v,o} \quad (5.7.1)$$

$$\Delta t' = 95 - 80$$

$$\Delta t' = 15 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Rozdiel teplôt-pravá strana:**

$$\Delta t'' = t_{sp,2} - t_{vv} \quad (5.7.2)$$

$$\Delta t'' = 82 - 70$$

$$\Delta t'' = 12 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Stredný logaritmický rozdiel protiprúdnho výmenníku:**

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (5.7.3)$$

$$\Delta t_{str} = \frac{15 - 12}{\ln \frac{15}{12}}$$

$$\Delta t_{str} = 13,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Stedná teplota ohrievanej vody:**

$$t_{str,ov} = \frac{t_{vv} + t_{v,o}}{2} \quad (5.7.4)$$

$$t_{str,ov} = \frac{70 + 80}{2}$$

$$t_{str,ov} = 75 \quad [^{\circ}\text{C}]$$



Hustota	$\rho_{H_2O}$	968,5	$kg.m^{-1}$
Merná tepelná kapacita	$c_{pH_2O}$	4,200	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
Dynamická viskozita	$\mu_{H_2O}$	0,0003826	$kg.m^{-1}.K^{-1}$
Tepelná vodivosť	$\lambda_{H_2O}$	0,671	$W.m^{-1}.K^{-1}$

Tabuľka 19. Fyzikálne vlastnosti vody o teplote 75°C

#### Prandtllove číslo:

$$Pr = \frac{\mu_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}}{\lambda_{H_2O}} \quad (5.7.5)$$

$$Pr = \frac{0,0003826 \cdot 4,2 \cdot 1000}{0,670}$$

$$Pr = 2,04 \quad [-]$$

#### Kinematická viskozita:

$$\nu_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad (5.7.6)$$

$$\nu_{H_2O} = \frac{0,0003826}{968,5}$$

$$\nu_{H_2O} = 3,95 \cdot 10^{-7} \quad [m^2.s^{-1}]$$

#### Rýchlosť prúdenia vody:

$$\text{Rýchlosť vody vo výmenníku sa volí v rozmedzí } 0,4-1,2 \quad [m.s^{-1}]$$

$$\text{Volím rýchlosť vody } w_{H_2O} = 1 \quad [m.s^{-1}]$$

#### Množstvo ohrievanej vody vo výmenníku:

$$m_{H_2O,ohr} = \frac{P_{chl}}{c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O}} \quad (5.7.7)$$

$$m_{H_2O} = \frac{96,9}{4,2 \cdot 10}$$

$$m_{H_2O} = 2,3 \quad [kg.s^{-1}]$$

#### Prietok ohrievanej vody:

$$Q_{ov} = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad (5.7.8)$$

$$Q_{ov} = \frac{2,3}{968,5}$$

$$Q_{ov} = 0,023 \quad [m^3.s^{-1}]$$

**Voľba trubiek pre výmenník tepla:**

Volím bezšvíkové rúry pre tlakové nádoby a zariadenia podľa STN 42 5715

Materiál -1.0035(Oceľ)

vonkajší priemer	D	21,3	mm
vnútorný priemer	d	18,9	mm
hrúbka steny	$t_s$	1,2	mm

Tabuľka 20. -Rozmery trubky podľa STN 42 5715

Dĺžku trubky volím:  $l=0,5$  [m]

**Prestup tepla konvekciou pre pozdĺžne obtekanie plôch:**

Koeficienty:  $C_t$ -je opravný koeficient,  $C_t = 1$  [-]

$C_l$ -je opravný koeficient na pomernú dĺžku,  $C_l = 1$  [-]

$C_m$ -je opravný koeficient pre prúdenie v medzikruží,  $C_m = 1$  [-]

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{H_2O}}{d} \cdot \left[ \frac{w_{H_2O} \cdot d}{\nu_{H_2O}} \right]^{0,8} \cdot Pr_{H_2O}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (5.7.9)$$

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{0,671}{0,0189} \cdot \left[ \frac{0,5,0189}{3,95 \cdot 10^{-7}} \right]^{0,8} \cdot 2,04^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k1} = 3458 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

**Výpočet pre vodu z chladenia motora**

**Stedná teplota vody z chladenia motora:**

$$t_{str,ch} = \frac{t_{chv,1} + t_{chv,2}}{2} \quad (5.7.10)$$

$$t_{str,ch} = \frac{95+82}{2}$$

$$t_{str,ch} = 88,5 \quad [^{\circ}C]$$

Hustota	$\rho_{H_2O}$	968,5	$kg \cdot m^{-3}$
Merná tepelná kapacita	$c_{pH_2O}$	4,214	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Dynamická viskozita	$\mu_{H_2O}$	0,000299	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$
Tepelná vodivosť	$\lambda_{H_2O}$	0,68085	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Tabuľka 21. Tabuľka hodnôt pre vodu o teplote 88,5°C

**Rýchlosť prúdenia chladiacej vody:**

Rýchlosť vody vo výmenníku sa volí v rozmedzí 0,4-1,2 [m. s<sup>-1</sup>]

Volím rýchlosť vody  $w_{H_2O} = 1$  [m. s<sup>-1</sup>]

**Prandtlve číslo:**

$$Pr = \frac{\mu_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}}{\lambda_{H_2O}} \quad (5.7.11)$$

$$Pr = \frac{0,000299 \cdot 4,214 \cdot 1000}{0,68085}$$

$$Pr = 1,85$$

**Kinematická viskozita:**

$$\nu_{H_2O, ch} = \frac{\mu_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad (5.7.12)$$

$$\nu_{H_2O, ch} = \frac{0,000299}{968,5}$$

$$\nu_{H_2O, ch} = 3,087 \cdot 10^{-7} \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

**Priečna vzdialenosť os trubiek:**

$$\text{Volím pomernú priečnu rozteč rúr } \sigma_1 = 4 \quad [-]$$

$$s_1 = \sigma_1 \cdot D \quad (5.7.13)$$

$$s_1 = 4,0,0213$$

$$s_1 = 0,0852 \quad [m]$$

$$\text{Volím počet rúr v rade } z=5 \quad [-]$$

Pre  $z < 10$  a  $\sigma_1 \geq 3$  platí rovnica výpočtu korekčného súčiniteľa:

$$C_z = 4 \cdot z^{0,02} - 3,2 \quad (5.7.14)$$

$$C_z = 4 \cdot 5^{0,02} - 3,2$$

$$C_z = 0,931 \quad [-]$$

**Pozdĺžna vzdialenosť os trubiek:**

$$\text{Volím pomernú pozdĺžnu rozteč rúr } \sigma_2 = 2 \quad [-]$$

$$s_2 = \sigma_2 \cdot D \quad (5.7.15)$$

$$s_2 = 2,0,0213$$

$$s_2 = 0,0426 \quad [m]$$

**Pomerná uhlopriečna rozteč rúr:**

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 \cdot \sigma_2^2} \quad (5.7.16)$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot 16 \cdot 4}$$

$$\sigma'_2 = 2,828 \quad [-]$$

**Výpočet parametra  $\varphi_\sigma$ :**

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} \quad (5.7.17)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{4 - 1}{2,858 - 1}$$

$$\varphi_\sigma = 1,641 \quad [-]$$

Pre  $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$  platí rovnica výpočtu korekčného súčiniteľa:

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} \quad ()$$

$$C_s = 0,34 \cdot 1,641^{0,1}$$

$$C_s = 0,357 \quad [-]$$

**Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre priečne obtekanie rúr:**

$$\alpha_{k2} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{H_2O}}{D} \cdot \left[ \frac{w_{H_2O} \cdot D}{\nu_{H_2O}} \right]^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.7.18)$$

$$\alpha_{k2} = 0,931 \cdot 0,357 \cdot \frac{0,0527}{0,0213} \cdot \left[ \frac{1,0,0213}{3,087 \cdot 10^{-7}} \right]^{0,6} \cdot 1,85^{0,33}$$

$$\alpha_{k2} = 202,544 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

**Súčiniteľ prestupu tepla:**

Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre oceľ je  $\lambda_{oc} = 50 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k1} \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{oc}} + \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_{k2} \cdot D}} \quad (5.7.19)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{3458,0189} + \frac{1}{2,50} + \ln \frac{0,0213}{0,0189} + \frac{1}{202,544 \cdot 0,0213}}$$

$$k = 7,95 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

**Celková dĺžka rúr:**

$$L = \frac{P_T}{k \cdot \Delta t_{str}} \quad (5.7.20)$$

$$L = \frac{96,9}{11,076 \cdot 13,5}$$

$$L = 12,5 \quad [m]$$

**Počet rúr:**

$$n = \frac{L}{l} \quad (5.7.21)$$

$$n = \frac{12,5}{0,5}$$

$$n = 25 \rightarrow \text{volím počet trubiek } 25 \quad [-]$$

**Výpočet priemeru potrubia pre prívod vratnej a odvod predohriatej vody a vratnej:**

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{H_2O} \cdot n}{\rho_{H_2O} \cdot w_{H_2O} \cdot \pi}} \quad (5.7.22)$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,3 \cdot 25}{968,5 \cdot 1 \cdot \pi}}$$

$$d_v = 0,149 \quad [m]$$

vonkajší priemer	D	188	mm
vnútorný priemer	d	178	mm
hrubka steny	$t_s$	5	mm

Tabuľka 22.-Tabuľka rozmerov pre vstup a výstup ohrievanej vody

**Výpočet priemeru potrubia pre prívod a odvod chladiacej vody:**

$$d_{chv} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{H_2O_{ch}}}{w_{H_2O_{ch}} \cdot \pi}} \quad (5.7.23)$$

$$d_{chv} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{1 \cdot \pi}}$$

$$d_{chv} = 0,094 \quad [m]$$

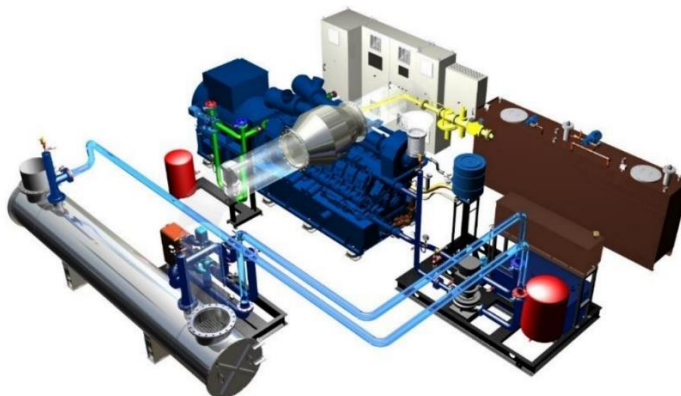
vonkajší priemer	D	102	mm
vnútorný priemer	d	93	mm
hrubka steny	$t_s$	4,5	mm

Tabuľka 23.Tabuľka rozmerov pre vstup a výstup chladiacej vody z motora

## 5.8 Konštrukčné usporiadanie kogeneračnej jednotky

Kogeneračné jednotky sa dodávajú v dvoch usporiadaniach:

**Stavebnicové usporiadanie** -je prevažne používané u jednotiek väčších výkonov, z dôvodu variability a prispôsobivosti požiadavkám zákazníka. Jednotka je dodaná rozložená do základných častí- motor s generátorom , výmenníky, čerpadla a tlmič sania a výfuku. Inštalácia jednotky sa prispôsobuje usporiadaniu priestoru. Prednosťou takéhoto usporiadania kogeneračnej jednotky je jednoduchší prístup pre údržbu a opravy, nižšie výrobné náklady.



Obrázok 19 Stavebnicové usporiadanie KGJ

**Modulové usporiadanie**-V prípade modulového usporiadania (obvykle do cca 200kW) býva jednotka dodaná ako funkčný modul ,ktorý obsahuje všetky komponenty aj s protihlukovým krytom. Výhodou takéhoto usporiadania je rýchla inštalácia jednotky aj s jej odhlučnením. Nevýhodou môže byť obťažnejší prístup pri oprave alebo výmene niektorých častí. Modulové usporiadanie sa delí na:

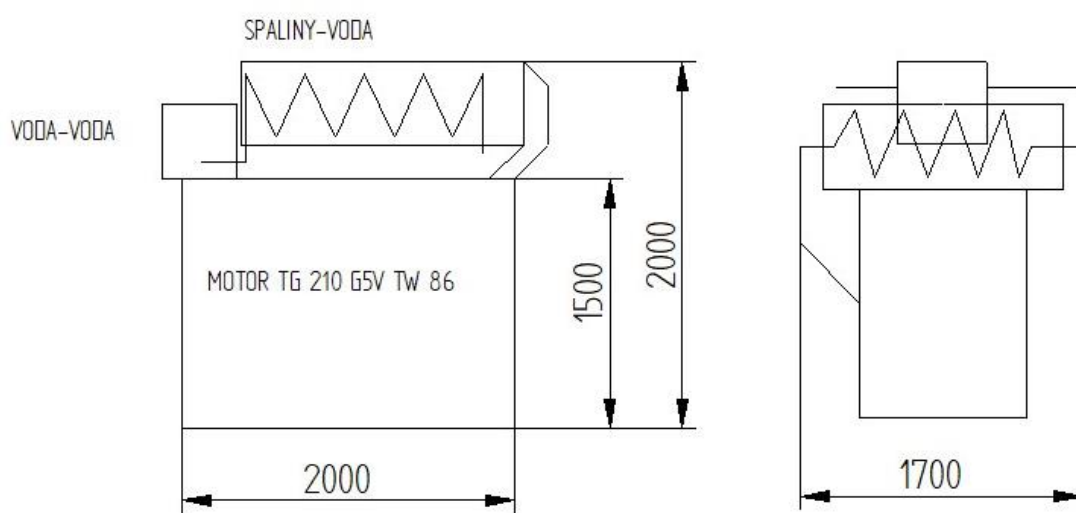
- Kapotové prevedenie- vhodné predovšetkým na použitie v budovách, kôli nízkej hlučnosti a jednoduchosti inštalácie.
- Kontajnerové prevedenie-primárne sa používa pri externej inštalácii mimo objektov. prevedenie môže byť oceľové ale aj betónové



Obrázok 20.Kontajnerové prevedenie

Umiestnenie jednotky je potrebné prispôbiť umiestneniu stávajúceho zdroja energie s ktorým bude spolupracovať, a zreteľ treba brať na možnosti vyvedenia tepelného a elektrického výkonu.

Umiestnenie výmenníkov závisí na parametroch miestností. Nakoľko navrhnutý výmenník spaliny-voda je navrhnutý ako ležatý môže byť umiestnený v rámci šetrenia miestom nad spaľovací motor pozdĺžne a výmenník voda-voda vzhľadom k menším rozmerom môže byť umiestnený po šírke motora, ako je to na obr. 21.



Obrázok 2 Návrh umiestnenia výmenníkov v zástavbe

## 6. Ekonomický rozbor a vyhodnotenie

### 6.1 Investičné náklady

Zadováženie kogeneračnej jednotky je možné iba pri vynaložení jednorazovej investície, preto je nutné zrealizovať zhodnotenie finančných tokov súvisiacich s prevádzkovaním kogeneračnej po dobu jej životnosti.

Investičné náklady obsahujú všetky náklady spojené s výstavbou kogeneračnej jednotky a jej uvedením do prevádzky.

Náklady obsahujú:

- Zhotovenie kogeneračnej jednotky- sústroje motora a generátora, sústava výmenníkov, rozvody atď.
- Projektovú dokumentáciu
- Dopravu jednotky
- Montáž jednotky
- Zaškolenie obsluhy
- Stavebné úpravy potrebné k inštalácii

Kogeneračná jednotka bude inštalovaná do areálu podniku, priestor v kotolni získame odstránením starého kotla.

**Celkové investičné náklady budú činiť 200 000 €**

Investíciu bude v plnej výške hradiť investor zo svojich zdrojov

Inštalovaná kogeneračná jednotka bude v prevádzke 6840 hodín ročne. Zostávajúci čas cca 2 letné mesiace budú slúžiť k údržbe zariadenia, k vykonávaniu revízií a k prípadným opravám. Dodávaná elektrina z kogeneračnej jednotky bude v dobe plánovanej odstávky odoberaná zo siete a teplo bude dodávané z kotla.

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Spotreba plynu	$m_{plyn}$	54,9	[mN3.hod <sup>-1</sup> ]
Vlastná spotreba KGJ	$P_{vl}$	4,2	kWh
Počet hodín v prevádzke	$T_{jm}$	6840	hod
Elektrický výkon KGJ	$P_{EE,KGJ}$	212,7	kw
Tepelný výkon KGJ	$P_{TE,KGJ}$	240,8	kw
Celková spotreba tepla areálu	$Spotreba_{TE}$	12167,4	GJ
Paušálny poplatok za servis	$cena_{ser}$	2,2	€/mth
Cena zemného plynu	$cena_{pal}$	40,5	€/MWh
Cena EE za silovú časť	$cena_{ee}$	32,4	€/MWh
Zelený bonus	$ZB_{pris}$	32	€/MWh

Tabuľka 24. Hodnoty pre výpočet ekonomickeho rozboru

### 6.2 Výpočet výkonu kogeneračnej jednotky pri menovitom výkone:

**Vyrobená el. energia počas prevádzky:**

$$P_{EE} = (P_{EE,KGJ} - P_{vl}) \cdot T_{jm} \quad (6.1)$$

$$P_{EE} = ((212,7 - 4,2) \cdot 6840) / 1000$$

$$P_{EE} = 1426,1 \quad [MWh/rok]$$



**Vyrobené teplo počas prevádzky:**

$$P_{TE} = P_{TE,KGJ} \cdot T_{jm} \quad (6.2)$$

$$P_{TE} = (240,8.6840)/1000$$

$$P_{TE} = 1560 \quad [MWh/rok]$$

$$P_{TE} = 1560.3,6 \quad (6.3)$$

$$P_{TE} = 5616 \quad [GJ/rok]$$

**Pomer pokrytia spotreby tepla kogeneračnou jednotkou:**

$$Pomer_{TE} = \frac{P_{TE}}{Spotreba_{TE}} \quad (6.4)$$

$$Pomer_{TE} = \frac{5616}{12167,4}$$

$$Pomer_{TE} = \frac{5616}{12167,4}$$

$$Pomer_{TE} = 46,1\% \quad [\%]$$

**6.3 Prevádzkové náklady:**

Prevádzkové náklady sa skladajú z nákladov na palivo-zemný plyn, nákladov na údržbu.

V cene za servis sú zahrnuté všetky servisné úkony a tiež náklady na prevádzkové kvapaliny (olej, chladiaca kvapalina atď.). Bežnú údržbu ako je kontrola a dopĺňovanie oleja, chladiacej kvapaliny, výfukového traktu a ďalšie jednoduchšie úkony vykonáva obsluha kotolne. Servis a opravy vykonáva servisná organizácia na základe prevádzkových hodín. Kogeneračné jednotky s piestovými spaľovacími motormi musia podliehať častým servisným úkonom, a to z hľadiska opotrebenia a starnutia opotrebených dielov. Generálna oprava sa odporúča približne po 50 000 hodinách a životnosť podľa navrhovanej prevádzky sa odhaduje na 10 až 11 rokov.

**Náklady na servis:**

$$cena_{ser,rok} = cena_{ser} \cdot T_{jm} \quad (6.5)$$

$$cena_{ser,rok} = 2,2.6480$$

$$cena_{ser,rok} = 14\,256 \quad [€/rok]$$

**Náklady na údržbu počas životnosti jednotky:**

$$cena_{ser,živ} = cena_{ser} \cdot 11 \quad (6.6)$$

$$cena_{ser,živ} = 14\,256 \cdot 11$$

$$cena_{ser,živ} = 156\,816 \quad [€]$$

### Náklady na palivo-zemný plyn:

#### Ročná spotreba zemného plynu:

$$m_{plyn,rok} = m_{plyn} \cdot T_{jm} \quad (6.7)$$

$$m_{plyn,rok} = 54,9 \cdot 6480$$

$$m_{plyn,rok} = 355\,752 \quad [mN^3/rok]$$

#### Množstvo energie dodané v ZP:

$$m_{plyn,rok,MWh} = m_{plyn} \cdot T_{jm} \cdot Q_i \quad (6.8)$$

$$m_{plyn,rok,MWh} = 0,0166 \cdot 6480 \cdot 34\,891$$

$$m_{plyn,rok,MWh} = 3941 \quad [MWh/rok]$$

#### Ročné náklady za palivo:

$$cena_{pal,rok} = cena_{pal} \cdot m_{plyn,rok,MWh} \quad (6.9)$$

$$cena_{pal,rok} = 40,5 \cdot 3941$$

$$cena_{pal,rok} = 159\,610 \quad [€/rok]$$

### 6.4 Výpočet výnosov pri prevádzke Kogeneračnej jednotky:

Všetka vyrobená elektrická energia sa spotrebuje pre vlastnú potrebu areálu. Okrem úspory za silovú časť budú ušetrené i poplatí za použitie distribučnej sústavy a získa sa tiež bonus za výrobu el.energie.

$$\text{Príspevok za použitie distribučnej sústavy} = 1,7 \quad [€/MWh]$$

$$\text{Bonus za decentralizovanú výrobu el. energie} = 0,48 \quad [€/MWh]$$

$$EE = (Cena_{EE} + príspevok_{ds} + bonus_{DV}) \cdot P_{EE,KGJ} \quad (6.10)$$

$$EE = (32,4 + 1,7 + 0,48) \cdot 212,7$$

$$EE = 7\,355 \quad [€/rok]$$

#### Výnosy za zelený bonus:

$$ZB_{cel} = ZB_{Pris} \cdot P_{EE,KGJ} \quad (6.11)$$

$$ZB_{cel} = 32 \cdot 212,7$$

$$ZB_{cel} = 6\,784 \quad [€/rok]$$

#### Výnosy za výrobu tepla:

$$\text{Cena za 1 GJ tepelné energie} = 34,4 \quad [€/Gj]$$

$$TE = Cena_{EE} \cdot P_{TE} \quad (6.12)$$

$$TE = 34,4 \cdot 5616$$

$$TE = 192\,102 \quad [€/rok]$$

## 6.5 Ekonomické zhodnotenie:

### Celkové prevádzkové náklady:

$$naklady = cena_{pal,rok} + cena_{ser,rok} \quad (6.13)$$

$$naklady = 159610 + 14\,256$$

$$naklady = 173866 \quad [€/rok]$$

### Celkové výnosy:

$$výnosy = TE + ZB_{cel} + EE \quad (6.14)$$

$$výnosy = 210\,102 + 6784 + 7\,355$$

$$výnosy = 206\,241$$

### Učtovné odpisy:

$$odpisy = \frac{investicia}{dopba \text{ odpisu}} \quad (6.15)$$

$$odpisy = \frac{200\,000}{10}$$

$$odpisy = 20\,000 \quad [€/rok]$$

### EBITDA:

$$EBITDA = výnosy - naklady \quad (6.16)$$

$$EBITDA = 220\,241 - 173866$$

$$EBITDA = 46375 \quad [€]$$

### EBIT:

$$EBIT = EBITDA - odpisy \quad (6.17)$$

$$EBIT = 46\,375 - 20\,000$$

$$EBIT = 26\,375 \quad [€]$$

### EBT:

$$EBT = EBIT - finančné náklady \quad (6.18)$$

$$EBT = 26\,375 - 2000$$

$$EBT = 24\,375 \quad [€]$$

### Daň zo zisku:

$$základ = EBT + odpis \quad (6.19)$$

$$základ = 24\,375 + 20\,000$$

$$základ = 44\,375 \quad [€]$$

$$\text{daň} = \text{základ} \cdot 19\% \quad (6.20)$$

$$\text{daň} = 8431 \quad [€]$$

### Hospodársky výsledok:

$$\text{výsledok} = \text{EBT} - \text{daň} \quad (6.21)$$

$$\text{výsledok} = 24\,375 - 8431$$

$$\text{výsledok} = 15\,944 \quad [€/rok]$$

### Ročný CASH-FLOW:

$$\text{CASH FLOW} = \text{výsledok} + \text{odpisy} \quad (6.22)$$

$$\text{CASH FLOW} = 15\,944 + 20\,000$$

$$\text{CASH FLOW} = 35\,944 \quad [€/rok]$$

### Prostá Návratnosť:

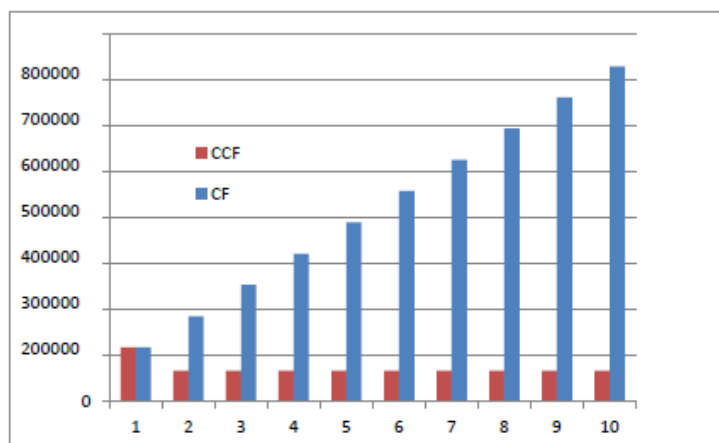
$$\text{návratnosť} = \frac{\text{investícia}}{\text{CASH FLOW}} \quad (6.23)$$

$$\text{návratnosť} = \frac{200\,000}{35\,944}$$

$$\text{návratnosť} = 5,6 \text{ roka}$$

Z vypočítanej návratnosti vyplýva, že pri krytí investície z vlastných zdrojov sa projekt zaplatí a začne byť ziskový v piatom roku prevádzky. V prípade že by sa počiatočná investícia hradila v plnom rozsahu alebo iba z časti úverom z banky, doba návratnosti projektu by sa zvýšila.

Životnosť jednotky je cca 75000 motohodín, čo je pri prevádzke 6480 hodín ročne, cca 10-11 rokov prevádzky kogeneračnej jednotky pri vypočítaných parametroch.



Graf 5 Prehľad finančných tokov CASH FLOW(CF) a Kumulovaného cash flow(CCF) v priebehu 10 rokov pri financovaní projektu z vlastných zdrojov

## 7. Záver:

Diplomovou prácu s názvom „Návrh kogeneračnej jednotky s pístovým spalovacím motorom s výkonom 200kW“ som sa snažil pracovať tak, aby boli splnené ciele zo zadania.

V úvodnej teoretickej práci som vysvetlil princípy kombinovanej výroby elektrickej a tepelnej výroby. Zásadným prínosom je vyššia účinnosť procesu kombinovanej výroby elektrickej energie a tepla oproti oddelenej výrobe.

Na základe analýzy trvania tepelného výkonu v objekte klienta som navrhol kogeneračnú jednotku. Tepelný výkon kogeneračnej jednotky 240,8 kW je optimálny pre inštaláciu v danom modeli.

V praktickej časti som zrealizoval dôkladný výpočet ideálneho obehu navrhnutého spaľovacieho motora TG 210 G5V TW 86 spaľujúceho zemný plyn. Z energetickej bilancie a ostatných hodnôt som zrealizoval konštrukčný výpočet výmenníkov Spaliny-Voda a Voda-Voda a vzájomné usporiadanie komponentov kogeneračnej jednotky.

V záverečnej časti som vypracoval ekonomické zhodnotenie investície do kogeneračnej jednotky, pracujúcej 6480 hodín ročne. Návratnosť vložených prostriedkov mi vyšla 5,6 roka pri vlastnom financovaní projektu, čo je veľmi zaujímavé časové obdobie návratnosti investície pre investora. Navrhnuté zariadenie začne byť ziskové v priebehu 5 roka.

Na základe výsledkov z tejto práce by zmena súčasného stavu pokrytia tepla a spotreby elektrickej energie pre navrhovaný priemyselný objekt kogeneračnou jednotkou, prispela k čiastočnému pokrytiu potrieb tepla a k zefektívneniu jeho výroby. Vyrobená Elektrická energia by sa spotrebovávala na chod fabriky, z čoho plynú značné úspory.

Vzhľadom k životnosti kogeneračnej jednotky a rastúcemu trendu cien energii považujem inštaláciu kogeneračnej jednotky za vhodnú.

## 8.Zoznam použitej Literatúry:

- [1.] KRBEK, Jaroslav, Ladislav OCHRANA a Bohumil POLESNÝ. *Zásobování teplem a kogenerace*. Brno: PC-DIR Real, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1347-6.
- [2.] ESM-YZAMER, energetické služby a monitoring s.r.o. , Ing. Ján Adamec, PhD. Kogenerácia – kombinovaná výroba energií . [on line]. [cit. 2017-04-21].Dostupné z : <https://www.atpjournal.sk/buxus/docs/idb%20journal%204%202011%20str%2031-33.pdf>
- [3.] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Kogenerační jednotky - zřizování a provoz. Praha: Gas, 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [4.] RAEN ,spol. s.r.o.[on line]. [cit. 2017-04-21].Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/008153.pdf>
- [5.] Prínos trigenerácie a úskalia pri jej navrhovaní , Ing. Ladislav Jediný [on line]. [cit. 2017-04-21].Dostupné z : [http://spnz.sk/stara\\_stranka/Casopis/03\\_02/03\\_02\\_09.htm](http://spnz.sk/stara_stranka/Casopis/03_02/03_02_09.htm)
- [6.] SPP- ZEMNÝ PLYN A JEHO VYUŽITIE VO VÝROBNEJ TECHNOLOGII PRIEMYSELNÝCH PODNIKOV [on line]. [cit. 2017-04-21].Dostupné z: [https://www.spp.sk/Cds/Download/227\\_Zemny\\_plyn\\_a\\_jeho\\_vyuzitie\\_vo\\_vyrobnjej\\_tech\\_nologii/](https://www.spp.sk/Cds/Download/227_Zemny_plyn_a_jeho_vyuzitie_vo_vyrobnjej_tech_nologii/)
- [7.] <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotky/motory-tedom/>
- [8.] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [9.] FERENC, Bohumil. Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva. Praha: Computer Press, 2004. ISBN 80-251-0207-6.
- [10.] HROMÁDKO, Jan. Speciální spalovací motory a alternativní pohony: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol. Praha: Grada Publishing, 2012. ISBN 978-80-247-4455-1.
- [11.] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Kogenerační jednotky - zřizování a provoz. Praha: Gas, 2007. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [12.] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.
- [13.] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalínových výměníků. ČVUT. Praha: 2005.
- [14.] BLAHOŽ, Vladimír a Vladimír LAPČÍK. Návod do cvičení z termomechaniky. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1989.
- [15.] KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. Ekonomika v energetice. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Strojní fakulta, 2000, 60 s. ISBN 80-707-8851-8

## 9 .Zoznam príloh:

- [1.] Technický list motora TG 210 G5V TW 86
- [2.] Výkres výmenníka Spaliny-Voda